



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZVEDACÍ VÁLEČKOVÝ STŮL

LIFTING ROLLER TABLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Korytář

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jan Korytář
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Zvedací válečkový stůl

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zvedacího válečkového stolu pro změnu pohybu palet na výrobní lince. Zvedací stůl je součástí přesuvny palet mezi válečkovými dopravníky pomocí řetězového dopravníku. Technické parametry:

Dopravovaný předmět EUR a EUR1 paleta s nákladem nosnosti 1000 kg.

Rozměrové parametry EUR a EUR1 palety dle legislativy.

Celkový zdvih stolu do 200 mm.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor současných zvedacích stolů pro EUR palety.

Koncepční návrh zvedacího válečkového stolu.

Rozměrové a funkční výpočty.

Upřesnění konstrukce zvedacího válečkového stolu a návrh komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy zvedacího válečkového stolu.

Podsestava rámu zvedacího válečkového stolu.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá současnými zvedacími zařízeními a koncepčním návrhem zvedacího válečkového stolu, který slouží jako uzel na dopravní lince. Stůl slouží k přepravě EUR palet o hmotnosti 1000 kg, přičemž je požadovaná změna výšky 200 mm. Práce obsahuje stručný rozbor konstrukcí zdvihu, návrh válečkové trati, návrh a pevnostní výpočty nůžkového mechanismu. Součástí jsou i výkresy sestavy, podsestavy rámu a dílenské výkresy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Nůžkový mechanismus, hydraulický zdvih, zvedací stůl, válečková dráha, pevnostní výpočty

ABSTRACT

This thesis deals with the current lifting devices and conceptual design of the lifting roller table, which serves as a knot on the transport line. The table is used to transport 1000 kg EUR pallets, with a 200 mm height change required. The thesis contains a brief analysis of the lifting structures, the design of the roller track, the design and strength calculations of the scissor mechanism. It also includes assembly drawings, frame subassemblies, and workshop drawings.

KEYWORDS

Scissors lift, hydraulic lift, lifting table, rolling track, stress calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KORYTÁŘ, J. *Zvedací válečkový stůl*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 63 s. Vedoucí bakalářské práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Jaroslava Kašpárka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2019

.....

Jan Korytář

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval své rodině za podporu při studiu. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za rady a pomoc při zpracovávání mé bakalářské práce.

OBSAH

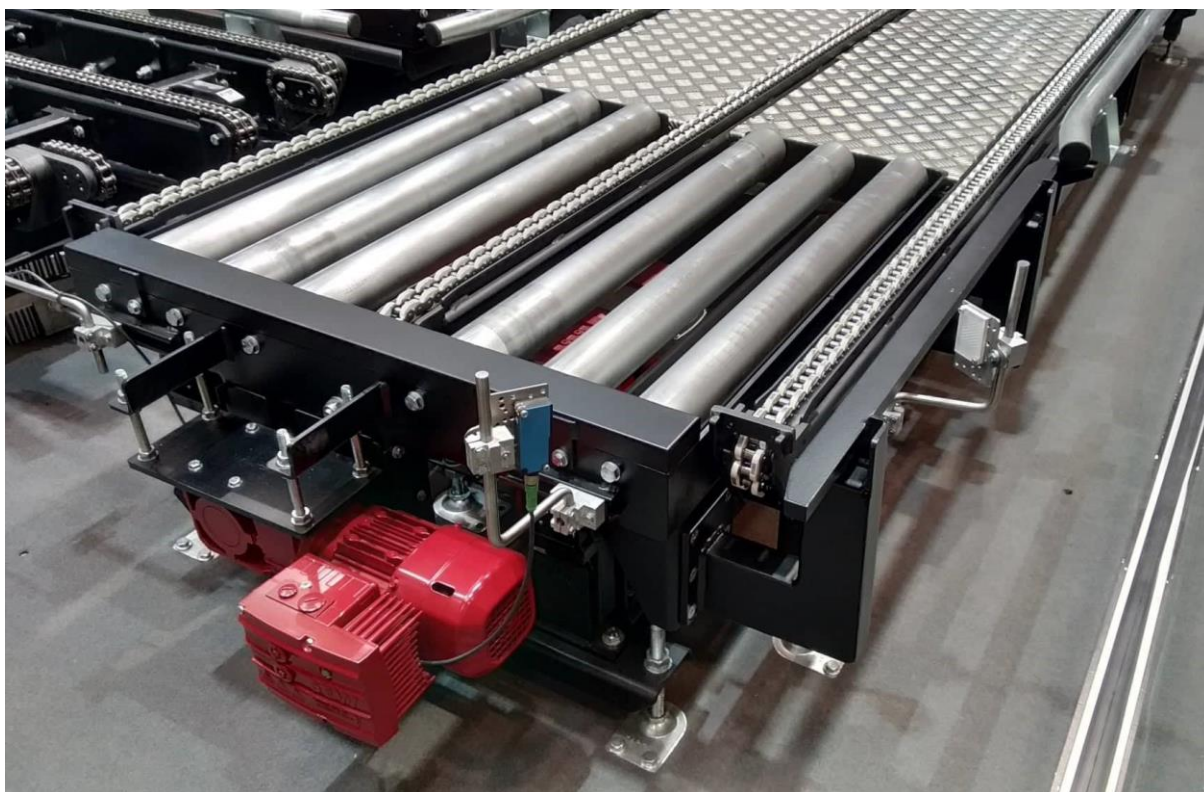
Obsah	13
Úvod	15
1 Cíle práce.....	16
2 Rešeršní rozbor zvedacích stolů.....	17
2.1 Komponenty.....	17
2.2 Rozdělení podle pohonu zdvihu	18
2.3 Rozdělení dle mechanismů zdvihu	20
2.4 použití válečkového zvedacího stolu	21
3 Koncepční návrh zvedacího stolu	22
4 Návrh válečkové dráhy.....	23
4.1 Zatížení	23
4.2 Výběr válečků	23
4.3 Pohon válečkové dráhy	24
4.4 Výpočet pohonu	24
4.5 Převodový motor.....	26
4.6 Kontrola rozběhu válečků	27
4.7 Volba hnacího řetězu	30
4.7.1 Délka řetězu.....	31
4.7.2 Kontrola pevnosti	32
Řetěz je nutno zkontrolovat na dovolené zatížení.....	32
5 Zdvih	33
5.1 Výpočet sil ve vazbách stolu v dolní poloze.....	33
5.2 Výpočet sil ve vazbách stolu v horní poloze	34
5.3 Výpočty sil pro dolní polohu	35
5.4 Výpočty sil pro horní polohu	38
6 Výsledné vnitřní účinky	41
6.1 Změna souřadného systému.....	41
6.2 Znázornění VVÚ.....	42
7 Pevnostní kontrola.....	46
7.1 Kontrola ohybu	46
7.2 Kontrola čepů.....	48
7.2.1 Středový čep D	48
7.2.2 Čep F	49

8	Hydraulika	52
8.1	Kontrola nosníku	53
8.2	Zdvih	55
	Závěr	57
	Použité informační zdroje	58
	Seznam použitých zkratk a symbolů	60
	Seznam příloh	63

ÚVOD

V logistice je neustále třeba zvyšovat rychlost a efektivitu toku materiálu. Za tím účelem se neustále vyvíjí nové stroje a zařízení. Mezi tyto stroje patří také zvedací stoly, které se využívají pro zdvih velkých hmotností do výšek za účelem snadnější manipulace. Kapacita zdvihu se pohybuje od desítek kilogramů až po desítky tun. Existuje mnoho verzí zdvihadel. Při konstrukci se musí dbát na rozměry, zatížení, výšku zdvihu a na mnoho dalších aspektů.

Tato práce se zabývá stolem vybaveným válečkovou tratí, který slouží jako uzel na dopravní lince (viz obr.1).



Obr. 1 Překladač firmy Schmid (foto autor)

1 CÍLE PRÁCE

Cílem práce je navrhnout válečkový zvedací stůl s výkresovou dokumentací. Stůl slouží jako dopravní uzel na dopravní lince tvořenou řetězovým a válečkovým dopravníkem k dopravě kusového materiálu na EUR paletách. Materiál je dopraven řetězovým dopravníkem na stůl a následně zvednut do úrovně válečkového dopravníku, který je o 200 mm výše. Paleta je orientována ližinami kolmo k válečkům. Nejprve je provedena rešerše na současné zvedací stoly, zejména na stoly, které využívají nůžkový mechanismus. Na základě rešerše je určen koncepční návrh řešení a následně provedeny silové a pevnostní výpočty jednotlivých komponent. Řešení je zpracováno do 3D modelu v programu Inventor Professional 2018.

Zadané parametry:

- EUR paleta hmotnost 1000 kg
- rozměry palety 1200x800 mm
- celkový zdvih 200 mm

2 REŠERŠNÍ ROZBOR ZVEDACÍCH STOLŮ

Zvedací stoly jsou stroje, které využíváme pro zvedání a spouštění materiálu do různých výšek za různými účely. Jednotlivé stoly se mohou výrazně lišit dle svého použití. Při konstrukci musíme dbát určitých vlastností: rozměry, nosnost, způsob a výška zdvihu.

2.1 KOMPONENTY

Hlavní části zařízení jsou: základní rám, zvedací mechanismus, pohon, stůl a ovládací jednotka (viz obr. 2).

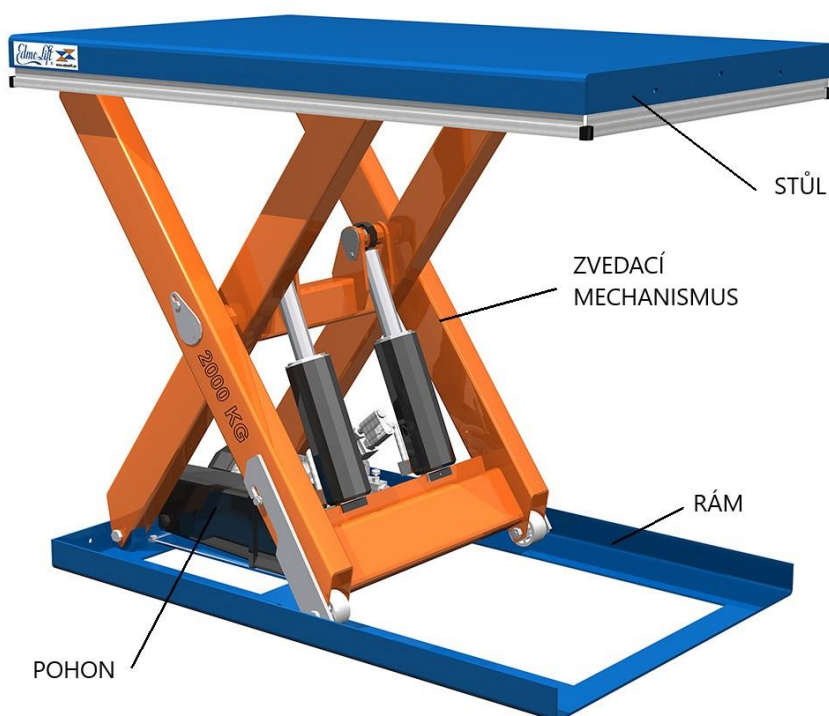
Základní rám nese zbytek zařízení, proto musí být stabilní a pevný. Je navržený pro statické umístění na podlahu. Dále existují mobilní stoly umístěné na trati s podvozkem.

Zvedací mechanismus poskytuje stolu rovnoměrné vertikální zvedání. Mechanismy dělíme do druhů dle mechanismu a pohonu. Tyto druhy jsou rozebrány níže.

Stůl může být vybaven dalšími přidanými zařízeními např.: válečkovou tratí, otočným či naklánějícím stolem, svorkami či dalším vybavením.

Práce se zabývá stoly, které jsou vybaveny pohonem zdvihu elektro-hydraulickým. Další pohony jsou elektro-pneumatické a mechanické.

Ovládání je tlačítkové či pedálové, případně plně automatizované.



Obr. 2 Komponenty zdvižného stolu [20]

2.2 ROZDĚLENÍ PODLE POHONU ZDVIHU

Hydraulický pohon

Nejčastěji používaný druh pohonu. Hydraulický agregát se používá pro dodání síly ke zdvihu. Výhodou oproti elektrickým a pneumatickým je, že pracuje s přímočarým pohybem a s vysokými silami za poměrně malých rozměrů. Nevýhodou je nutnost péče o pracovní kapalinu (čistota, výměna, hlídání teploty aj.). Při velkých zátěžích se využívá více zapojených válců (viz obr. 3).



Obr. 3 – Stůl s hydraulickým pohonem [21]

Pohybový šroub

Tento způsob převádí rotační pohyb na translační za pomoci závitové tyče. Výhodou je minimální údržba, velká přesnost a velká nosnost. Nevýhodou je malá efektivita a velké opotřebení. Šroub se často využívá k ručnímu pohonu (viz obr. 4).



Obr. 4 – Zvedací stůl s pohybovým šroubem na ruční pohon [22]

Tlačný řetěz

Tlačný řetěz převádí rotační pohyb na translační. Po průchodu převodovkou do vertikálního směru jednotlivé články vytvoří pevný sloup (viz obr. 5). Výhodou tohoto pohonu je velká přesnost a snadná obsluha. Řetěz je nutno kontrolovat na vzpěr. Řetěz využívá elektrický pohon, který zaručuje čistý provoz. Díky tomu je možné využít tento stůl v potravinářském průmyslu a v provozech, kde je nutné udržovat pořádek.



Obr. 5 – Zvedací stůl s pohonem tlačným řetězem [19]

Pneumatický pohon

Funguje na podobném principu jako hydraulický válec. Jako médium se využívá stlačený vzduch. Využívá se v potravinářském průmyslu, kde nelze využít hydraulický z hygienických důvodů. Nevýhodou může být vyšší hlasitost a menší přesnost (viz obr. 6).



Obr. 6 – Pohon pneumatickými měchy [16]

2.3 ROZDĚLENÍ DLE MECHANISMŮ ZDVIHU

Nůžkový mechanismus

Tento mechanismus je nejběžněji užívaný. Mechanismus pracuje na principu páky, kde dva páry ramen jsou spojeny uprostřed čepem. Stoly dělíme dle počtu nůžkových mechanismů na jednoduché a vícenásobné (viz obr. 7). Jednoduché se využívají pro menší zdvihy, vícenásobné pro tělesa s většími rozměry. Vícenásobné se dále dělí na horizontální a vertikální. Spojením více nůžkových mechanismů nad sebou se dosáhne mnohonásobně vyššího zdvihu. Výhodou tohoto mechanismu je jednoduchá konstrukce a malá zástavbová výška v dolní pozici. Pro tento mechanismus se využívá pohon hydraulický, pneumatický, pohybový šroub aj.



Obr. 7 – Vícenásobný vertikální mechanismus [18]

Sloupové vedení

Pro toto vedení lze využít pohon tlačnými řetězy a pastorky s ozubenými hřebeny. Nevýhodou tohoto vedení je složitější mechanismus (viz obr. 8).



Obr. 8 – Stůl se sloupovým vedením [17]

2.4 POUŽITÍ VÁLEČKOVÉHO ZVEDACÍHO STOLU

Válečkový zvedací stůl se využívá jako část dopravních systémů při křížení více tratí, případně při třídění materiálu. Tato práce se zabývá stolem, který je využit jako překladač na trati, kterou tvoří řetězový a válečkový dopravník. Na řetězový dopravník se paleta umístí z boku tak, aby ližiny palety směřovaly kolmo k řetězům. Jakmile je paleta naložena, dopravník ji přesune k uzlu, kde je vyzvednuta do výše pokračující válečkové trati. Tohoto plně zautomatizovaného procesu se využívá například při paletování a balení výrobků, kdy je třeba na konci výrobního řetězce co nejrychleji exportovat. Použitím těchto prostředků je firma schopná s malým nasazením pracovních sil rychle reagovat na požadavky zákazníka.

Výhody použití zvedacího stolu jsou:

Stabilita – na rozdíl od jeřábů, zdviháků či heverů má stůl pevnou a stabilní základnu, čímž výrazně snižuje možnost pádu nákladu. Stůl se zvedá pomalu a rovnoměrně.

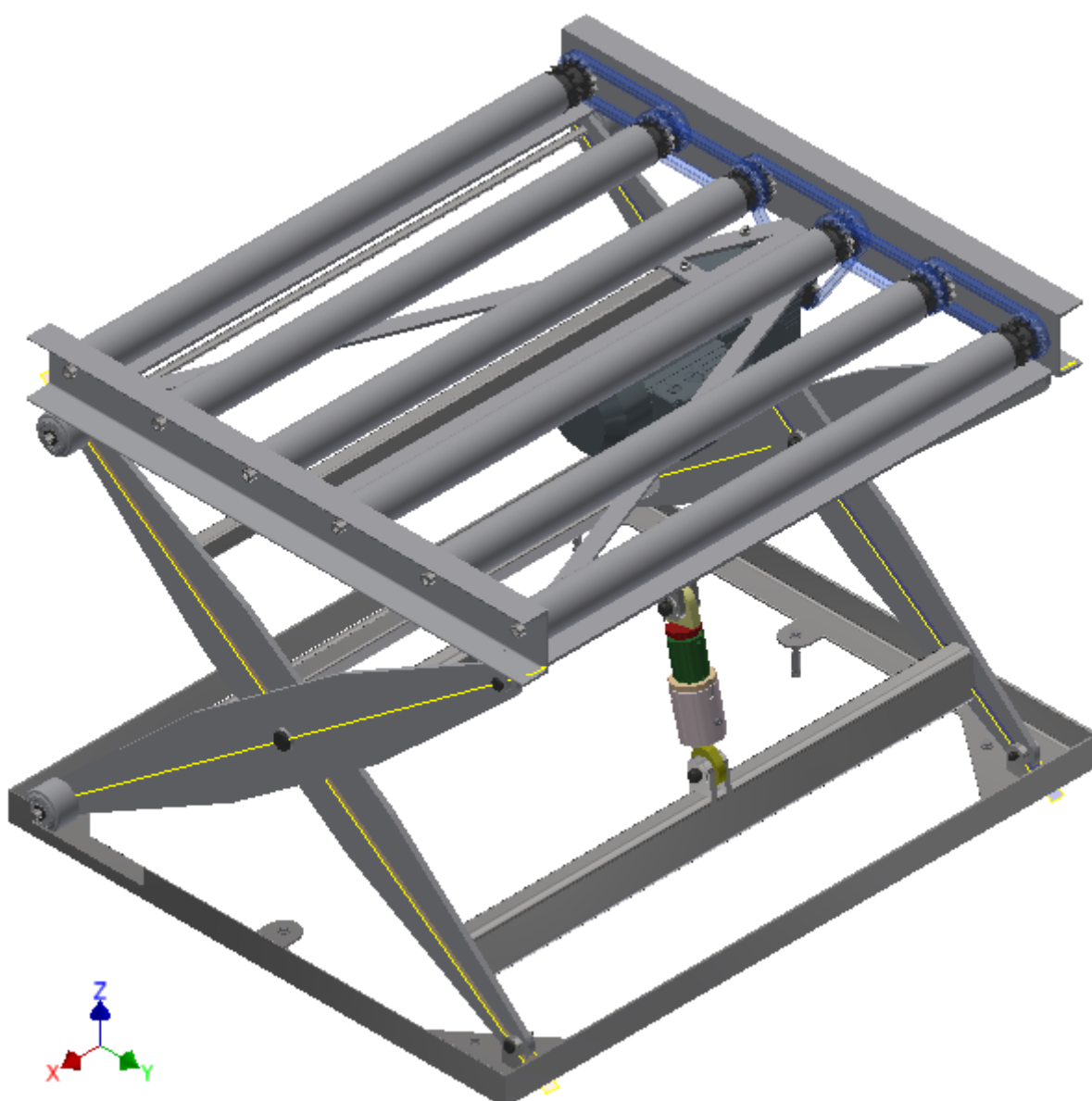
Rozsah – v případě, že zákazník potřebuje zajistit větší výšky, je možno vyrobit vícenásobný nůžkový mechanismus. Pro přemísťování nákladu lze zřídit pojezdne tratě či mobilní zařízení.

Nahraditelnost konstrukce – Stůl je vybaven díly, které jsou koupeny od různých firem, čili v případě poruchy je možné poškozené díly nahradit.

Nevýhodou je *jedinečnost*. Takto navržený stůl nelze využít jinak než k předem danému účelu, kvůli omezenému zdvihu, nosnosti a dalším faktorům.

3 KONCEPČNÍ NÁVRH ZVEDACÍHO STOLU

Pro zdvih je zvolen nůžkový mechanismus, který se zvedá pomocí hydraulického válce. Základní rám je svařen z ocelových profilů. Nůžkový mechanismus je tvořen rameny z plechů. Jedno rameno nůžek je upevněno k rámu válečkové tratě a druhé je vybaveno pogumovaným kolem. Stůl vede mezi řetězovou tratí, která přiváží paletu. Následně po zdvihu je paleta přesunuta na pokračování válečkové tratě. Válečkovou trať tvoří zvolené válečky od firmy Interrol s.r.o. Válečky jsou drženy pomocí šroubů k U-profilu. Válečky jsou poháněny střídavými smyčkami pomocí převodového motoru od firmy SEW EURODRIVE (viz obr. 9).



Obr. 9 – 3D model navrženého stolu

4 NÁVRH VÁLEČKOVÉ DRÁHY

Válečková dráha je tvořena hnanými válečky, ocelovými bočnicemi, řetězovými smyčkami a pohonem. Válečky jsou poháněny řetězovými smyčkami.

Pro válečkovou dráhu jsou zvoleny následující parametry:

-počet válečků pod paletou	$n = 6$;
-rychlost dopravované palety	$v_p = 0,3 \text{ m/s}$;
-vzdálenost os válečků	$a = 165 \text{ mm}$.

Dle normy ČSN EN 1570-1+A1 rychlost přepravovaného materiálu nesmí přesáhnout 0,6 m/s.

4.1 ZATÍŽENÍ

Celková hmotnost je dána součtem hmotnosti materiálu a hmotnosti palety.

$$m = m_m + m_p \quad (4.1)$$

$$m = 1000 + 20 = 1020$$

$$m = 1020 \text{ kg}$$

Kde:

$m_m = 1000 \text{ kg}$... hmotnost přepravovaného materiálu;

$m_p = 20 \text{ kg}$... hmotnost EUR palety.

Zatížení jednoho válečku je dáno podílem celkové hmotnosti a počtem válečků za předpokladu, že je váha rovnoměrně rozložena.

$$q = \frac{m}{n} \quad (4.2)$$

$$q = \frac{1020}{6} = 170$$

$$q = 170 \text{ kg}$$

Kde:

$m = 1020 \text{ kg}$... hmotnost materiálu – (4.1);

$n = 6$... počet válečků.

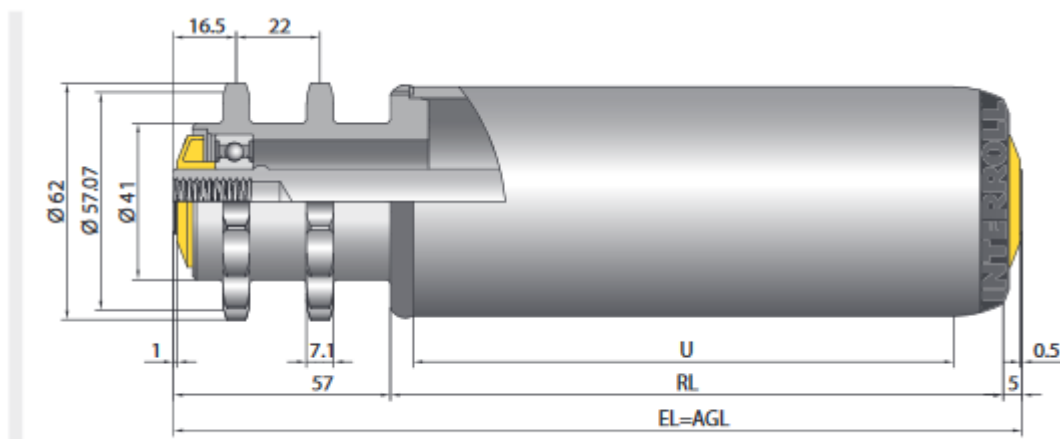
4.2 VÝBĚR VÁLEČKŮ

Dle katalogu firmy INTERROL [8] jsou vybrány ocelové válečky série 3500 heavy, typu 1/2 s dvojitým ozubením (viz obr. 10). Válečky jsou připevněny šrouby k rámu.

Parametry válečku:

-průměr	60 mm;
-užitná délka válečku	850 mm;

- instalační délka	935 mm;
- nosnost válečku	300 kg;
- počet zubů kola	14;
- tloušťka stěny válečku	3 mm;
- průměr roztečné kružnice	57,07 mm;
- přípojné šrouby	M10;
- hmotnost válečku	8 kg;
- maximální rychlost	0,5 m/s.



Obr. 10 - Váleček INTERROL série 3500 heavy [8]

Zatížení na váleček nepřesahuje danou hodnotu 300 kg a jsou dostatečně dimenzovány.

4.3 POHON VÁLEČKOVÉ DRÁHY

Pohyb materiálu po válečcích může být dosažen více způsoby – náklonem trati, posouvání předmětu pomocí unášeče či poháněním válečků. Je zvolen pohon válečků skupinový přímý, který je uskutečněn pomocí řetězových smyček, které spojují jednotlivé válečky. Řetězové převody se používají k přenosu malých až středně velkých výkonů. Výhody tohoto převodu jsou: stálý převodový poměr, bezpečný přenos převodové síly a lze využívat i v prašném prostředí.

4.4 VÝPOČET POHONU

Parametry:

- rychlost palety	$v_p = 0,3 \text{ m/s};$
- součinitel valivého tření	$e = 0,0012 \text{ m};$
- účinnost řetězového převodu	$\eta = 0,9;$
- počet poháněných válečků	$k_p = 6;$
- počet poháněných válečků pod paletou	$k_1 = 6;$
- náklon trati	$\beta = 0^\circ;$
- součinitel smykového tření	$\mu = 0,05;$
- přepravovaná hmotnost	$m = 1020 \text{ kg};$
- hmotnost válečku	$m_v = 8 \text{ kg};$
- průměr válečku	$D = 60 \text{ mm}.$

Pro určení výkonu motoru a převodovky je třeba určit otáčky a kroutící moment na výstupu převodovky. Převodovka má na výstupu ozubené kolo se stejným počtem zubů jako váleček, což zajistí převodový poměr 1:1. Výpočet dle zdroje [4].

Z požadované rychlosti v_p a průměru válečků D je dán počet otáček válečku n_v , který je roven otáčkám výstupní hřídele převodového motoru.

$$n_v = \frac{v_p}{\pi \cdot D} \quad (4.3)$$

$$n_v = \frac{0,3}{\pi \cdot 0,06} = 1,592$$

$$n_v = 1,592 \text{ s}^{-1} = 95,5 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$v_p = 0,3 \text{ m/s}$... dopravní rychlost;

$D = 0,06 \text{ m}$... průměr válečku [8].

Odpor válečku

Odpor válečku je dán součtem valivého tření a odporem způsobeným nepřesnostmi výroby (cca. 0,5 %).

$$F_T = F_N \cdot \left(\frac{e}{R} + 0,005 \right) = m \cdot g \cdot \left(\frac{e}{R} + 0,005 \right) \quad (4.4)$$

$$F_T = 1020 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,0012}{0,03} + 0,005 \right) = 450,28$$

$$F_T = 450,3 \text{ N}$$

Kde:

F_N ... normálové zatížení [N];

$e = 0,0012 \text{ m}$... součinitel valivého tření [24];

$R = 0,03 \text{ m}$... poloměr válečku [8];

$m = 1020 \text{ kg}$... hmotnost přepravovaného kusu – (4.1);

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$... tíhové zrychlení.

Síla přenášená na předmět smykovým třením

$$F_S = m \cdot g \cdot \frac{k_p}{k_1} \cdot \mu \quad (4.5)$$

$$F_S = 1020 \cdot 9,81 \cdot \frac{6}{6} \cdot 0,05 = 500,3$$

$$F_S = 500,3 \text{ N}$$

Kde:

$k_p = 6$... počet poháněných válečků pod břemenem;

$k_1 = 6$... počet válečků pod břemenem;

$\mu = 0,05$... součinitel smykového tření mezi paletou a válečkem [8].

$$F_T \leq F_S$$

Podmínka splněna.

Teoretický výkon potřebný pro pohon válečkové tratě je dán součinem třecí síly a požadované rychlosti

$$P_{teo} = F_T \cdot v_p \quad (4.6)$$

$$P_{teo} = 450,28 \cdot 0,3 = 135,1$$

$$P_{teo} = 135 \text{ W}$$

Skutečný výkon se dopočítá ze součinu teoretického výkonu a účinnosti řetězového převodu.

$$P_{real} = P_{teo} \cdot \eta^{-1} \quad (4.7)$$

$$P_{real} = 135,1 \cdot 0,9^{-1} = 150,11$$

$$P_{real} = 150 \text{ W}$$

Kde:

$\eta = 0,9$... účinnost řetězového převodu.

Ze skutečného výkonu lze dopočítat kroutící moment na výstupu převodovky.

$$M_k = \frac{P_{real}}{\omega} = \frac{P_{real}}{2 \cdot \pi \cdot n_v} \quad (4.8)$$

$$M_k = \frac{150,11}{2 \cdot \pi \cdot 1,592} = 15$$

$$M_k = 15 \text{ Nm}$$

Kde:

$n_v = 1,592 \text{ s}^{-1}$... otáčky válečku - (4.3);

$\omega = [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$... úhlová rychlost válečku.

4.5 PŘEVODOVÝ MOTOR

Jako pohon je zvolen třífázový asynchronní motor s čelní převodovkou od firmy SEW EURODRIVE, model R17DR2S63MS4, který nejvíce odpovídá vypočtenému výkonu a otáčkám válečků (viz obr. 11). Řetězové kolo má stejné parametry jako kolo na válečcích.



Obr. 11 – Převodový motor od firmy SEW EURODRIVE [12]

Parametry převodového motoru: [12]

-výkon motoru	$P_m = 180 \text{ W};$
-výstupní otáčky	$n_p = 96 \text{ min}^{-1};$
-výstupní krouticí moment	$M_l = 17 \text{ Nm};$
-hmotnost motoru	$m_{mot} = 8,8 \text{ kg};$
-převodový poměr	$i = 13,84;$
-poměr záběrného a jmenovitého momentu	$\frac{M_z}{M_n} = 2;$
-otáčky motoru	$n_m = 1330 \text{ min}^{-1}.$

4.6 KONTROLA ROZBĚHU VÁLEČKŮ

Zvolený motor je třeba zkontrolovat na rozběh. Výpočet dle [4]. Ve zdroji se počítá s náklonem trati β , který je v této práci roven 0° .

Doba rozběhu

Doba rozběhu je časový interval, za který paleta dosáhne požadované rychlosti.

$$t_s = \frac{v_p}{\frac{k_p}{k_1} \cdot g \cdot (\cos\beta \left(\mu - \frac{2 \cdot e}{D} \right) - \frac{k_1}{k_p} \sin\beta)} \quad (4.9)$$

$$t_s = \frac{0,3}{\frac{6}{6} \cdot 9,81 \cdot (\cos 0^\circ \left(0,05 - \frac{2 \cdot 0,0012}{0,06} \right) - \frac{6}{6} \sin 0^\circ)} = 3,06$$

$$t_s = 3,06 \text{ s}$$

Kde:

$k_p = 6$... počet poháněných válečků pod břemenem;

$k_1 = 6$... počet válečků pod břemenem;

$v_p = 0,3 \text{ m/s}$... dopravní rychlost;

$\mu = 0,05$... součinitel smykového tření mezi paletou a válečkem [8];

$e = 0,0012 \text{ m}$... součinitel valivého tření [24];

$\beta = 0^\circ$... náklon trati.

Rozběhový moment redukováný na hřídel motoru

Je dán součtem třecího momentu, momentu zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot, momentu zrychlujících sil rotujících hmot a momentu od stálých odporů.

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_o \quad (4.10)$$

Moment třecí

$$M_t = k_p \cdot q \cdot g \cdot \cos\beta \cdot \mu \cdot \frac{R}{i \cdot \eta} \quad (4.11)$$

$$M_t = 6 \cdot 170 \cdot 9,81 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,05 \cdot \frac{0,03}{13,84 \cdot 0,9} = 1,2$$

$$M_t = 1,2 Nm$$

Kde:

$i = 13,84$... převodový poměr motoru [12];

$q = 170$ kg ... zatížení jednoho válečku - (4.2);

$R = 0,03$ m ... poloměr válečku [8];

$\eta = 0,9$... účinnost řetězového převodu.

Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmot

$$M_{zp} = m \cdot \frac{v_p \cdot R}{t_s \cdot i \cdot \eta} \quad (4.12)$$

$$M_{zp} = 1020 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,03}{3,06 \cdot 13,84 \cdot 0,9} = 0,24$$

$$M_{zp} = 0,24 Nm$$

Kde:

$m = 1020$ kg ... hmotnost materiálu - (4.1);

$t_s = 3,06$ s ... doba rozběhu - (4.9).

Moment zrychlujících sil rotujících hmot

Pro tento moment je třeba nejdříve zjistit setrvačný moment válečku a jeho úhlové zrychlení.

Setrvačný moment jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R^2 \quad (4.13)$$

$$J = 8 \cdot 0,03^2 = 0,0072$$

$$J = 0,0072 kg \cdot m^2$$

Kde:

$m_v = 8$ kg ... hmotnost válečku [8].

Úhlové zrychlení válečku

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_s} = \frac{2 \cdot v_p}{t_s \cdot D} \quad (4.14)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,3}{3,06 \cdot 0,06} = 3,27$$

$$\varepsilon = 3,27 \text{ s}^{-2}$$

$$M_{zr} = k_p \cdot J \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} \quad (4.15)$$

$$M_{zr} = 6 \cdot 0,0072 \cdot 3,27 \cdot \frac{1}{13,84 \cdot 0,9} = 0,011$$

$$M_{zr} = 0,011 \text{ Nm}$$

Kde:

ω = [rad·s⁻¹] ... úhlová rychlost válečku;

D = 0,06 m ... průměr válečku [8];

J = 0,0072 kg·m² ... setrvačný moment válečku - (4.13);

ε = 3,27 s⁻² ... úhlové zrychlení válečku - (4.14).

Moment od stálých odporů

$$M_o = \frac{P_{real}}{\omega_m} = \frac{60 \cdot P_{real}}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \quad (4.16)$$

$$M_o = \frac{60 \cdot 150,11}{2 \cdot \pi \cdot 1330} = 1,08$$

$$M_o = 1,08 \text{ Nm}$$

Kde:

P_{real} = 150,11 W ... potřebný výkon motoru - (4.7);

ω_m = [rad·s⁻¹] ... úhlová rychlost motoru [12];

n_m = 1330 min⁻¹ ... otáčky motoru [12].

Moment na hřídeli motoru při rozběhu

$$M_h = \frac{M_z}{M_n} \cdot \frac{P_m}{\omega_m} \quad (4.17)$$

$$M_h = 2 \cdot \frac{180 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1330} = 2,58$$

$$M_h = 2,58 \text{ Nm}$$

Kde:

$P_m = 180 \text{ W}$... výkon zvoleného motoru [12];

$M_z/M_n = 2$... poměr záběrného a jmenovitého momentu [4].

Kontrola rozběhu

Dosazeno do rovnice (4.10) a zkontrolováno s hodnotou M_h (4.17).

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_o$$

$$M_{roz} = 1,2 + 0,24 + 0,011 + 1,08 = 2,53$$

$$M_{roz} = 2,53 \text{ Nm}$$

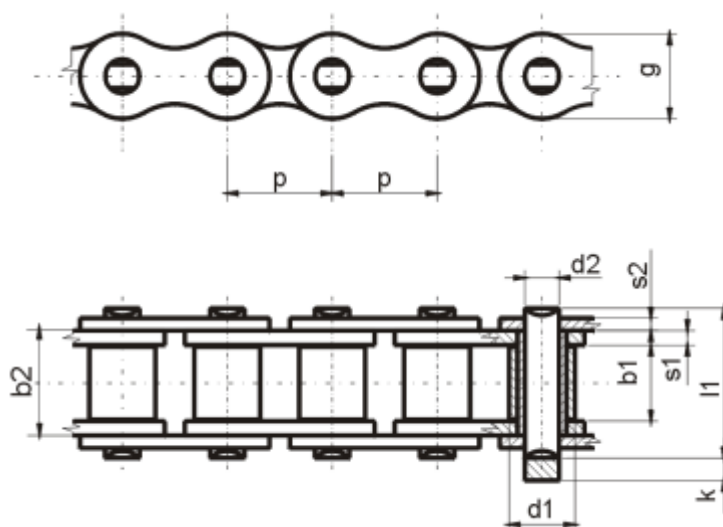
$$M_{roz} < M_h$$

$$2,53 < 2,58$$

Motor vyhovuje. Motor je schopný uvést požadované břemeno do pohybu.

4.7 VOLBA HNACÍHO ŘETĚZU

Zvolené válečky mají ozubená kola vhodná pro řetěz 08 B-1 (viz obr. 12, tab. 1). Pro trat' jsou potřeba dvě různé délky řetězových smyček – hnací a hnanou. Hnací smyčka spojuje ozubené kolo motoru a dva prostřední válečky. Hnaná spojuje vždy dva sousední válečky.



Obr. 12 – Rozměry řetězu [9]

Tab. 1 – Parametry řetězu [9]

ČSN DIN ISO	p - mm	b1 min mm	b2 min mm	d1 h10 mm	d2 h9 mm	l1/l2/l3 max mm	g max mm	s1 - mm	s2 - mm	F _B min kN	Q - kg/m
08 B-1	12,7	7,75	11,30	8,51	4,45	16,40	11,80	1,60	1,40	18,690	0,7

4.7.1 Délka řetězu

Délku řetězu lze spočítat z roztečné kružnice ozubeného kola a zvolené osové vzdálenosti.

$$l_1 = \pi \cdot D_a + 2 \cdot a \quad (4.19)$$

$$l_1 = \pi \cdot 57,07 + 2 \cdot 165 = 509,29$$

$$l_1 = 509,29 \text{ mm}$$

Kde:

$D_a = 57,07 \text{ mm}$... roztečný průměr ozubeného kola [8];

$a = 165 \text{ mm}$... osová vzdálenost válečků.

Počet článků

Počet článků smyčky musí být sudý z důvodu střídání vnitřních a vnějších článků. Rozteč jednotlivých článků $p = 12,7$.

$$x = \frac{l_1}{p} \quad (4.20)$$

$$x = \frac{509,29}{12,7} = 40,1$$

$$x = 40$$

Kde:

$p = 12,7 \text{ mm}$... velikost 1 článku řetězu [9];

$l_1 = 509,29 \text{ mm}$... délka smyčky – (4.19).

Počet článků je zaokrouhlen na sudé číslo $x = 40$, je potřeba upravit vzdálenost os válečků.

$$a_{op} = \frac{x \cdot p - \pi \cdot D_a}{2} \quad (4.21)$$

$$a_{op} = \frac{40 \cdot 12,7 - \pi \cdot 57,07}{2} = 164,35$$

$$a_{op} = 164,35 \text{ mm}$$

Počet článků byl ověřen aplikací Autodesk Inventor Professional 2018. Pro hnací smyčku, která vede od motoru k prostředním válečkům určil délku řetězu na 50 článků.

4.7.2 Kontrola pevnosti

Řetěz je nutno zkontrolovat na dovolené zatížení.

Obvodová rychlost

$$v_o = \frac{\pi \cdot D_a \cdot n_p}{60 \cdot 1000} \quad (4.22)$$

$$v_o = \frac{\pi \cdot 57,07 \cdot 96}{60 \cdot 1000} = 0,287$$

$$v_o = 0,287 \text{ m/s}$$

Kde:

$n_p = 96 \text{ min}^{-1}$... otáčky na výstupu motoru [12].

Síla v řetězu

Na řetěz působí více sil-obvodová, odstředivá a síla od prověšení řetězu. Obvodová síla závisí od výkonu motoru a od obvodové rychlosti. Obvodovou a sílu od prověšení řetězu lze zanedbat dle [2].

$$F_r = \frac{P_m}{v_o} \quad (4.23)$$

$$F_r = \frac{180}{0,287} = 627,18$$

$$F_r = 627,18 \text{ N}$$

Kde:

$P_m = 180 \text{ W}$... výkon motoru [12];

$v_o = 0,287 \text{ m/s}$... obvodová rychlost – (4.22).

Bezpečnost řetězu

$$k_r = \frac{F_{Bmin}}{F_r} \quad (4.24)$$

$$k_r = \frac{18690}{627,18} = 29,8$$

Kde:

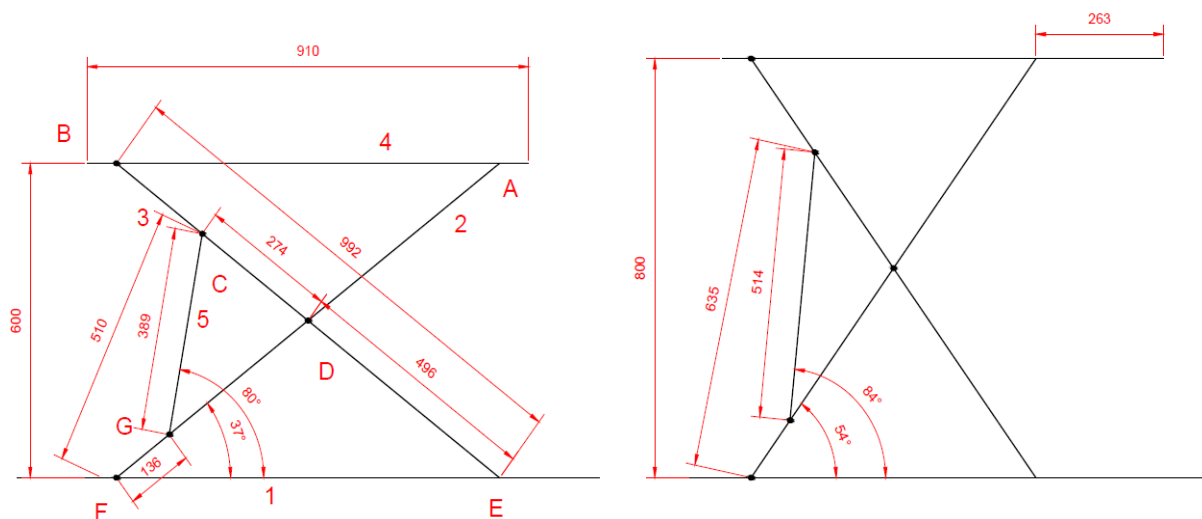
$F_{Bmin} = 18690 \text{ N}$... zátěž řetězu do přetržení [9];

$F_r = 627,18 \text{ N}$... skutečná zátěž - (4.23).

Bezpečnost řetězu je dostatečná.

5 ZDVIH

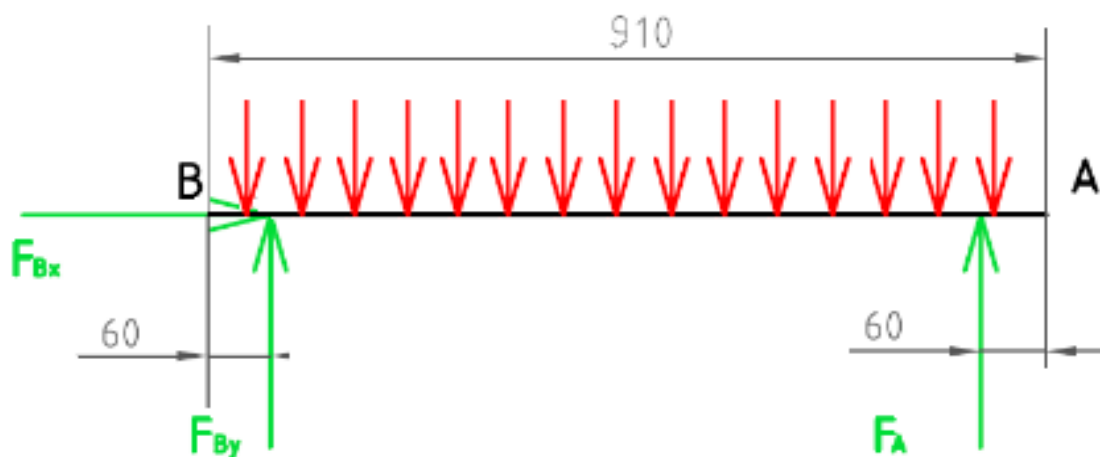
Pro zjednodušení je úloha řešena jako rovinná. Celkové zatížení od válečkové dráhy je $F_{Gz} = 11\,500\text{ N}$. Tíhová síla F_{Gz} je přenášena oběma páry nůžkového mechanismu, proto se počítá s polovinou celkového zatížení (viz obr. 13). Při výpočtech je předpokládáno, že na stůl navazuje pokračování válečkové trati ve stejné vzdálenosti jako je osová rozteč válečků, čímž je zajištěno rovnoměrné rozložení zátěže na ploše stolu. Po zdvihu o 200 mm dojde ke změně rozložení sil na vazby A a B.



Obr. 13 – Schéma prutové soustavy

5.1 VÝPOČET SIL VE VAZBÁCH STOLU V DOLNÍ POLOZE

Ve směru osy x se neuvažuje s žádnou silou. Liniové zatížení $q_1 = 6,319\text{ N/mm}$. Vazby v bodech A a E jsou nahrazeny obecnými podporami (viz obr. 14).



Obr. 14 – Uvolnění tělesa 4 v dolní poloze

$$\Sigma F_x = 0, F_{Bx} = 0 \quad (5.1)$$

$$\Sigma F_y = 0, F_{By} + F_A - q_1 \cdot 910 = 0 \quad (5.2)$$

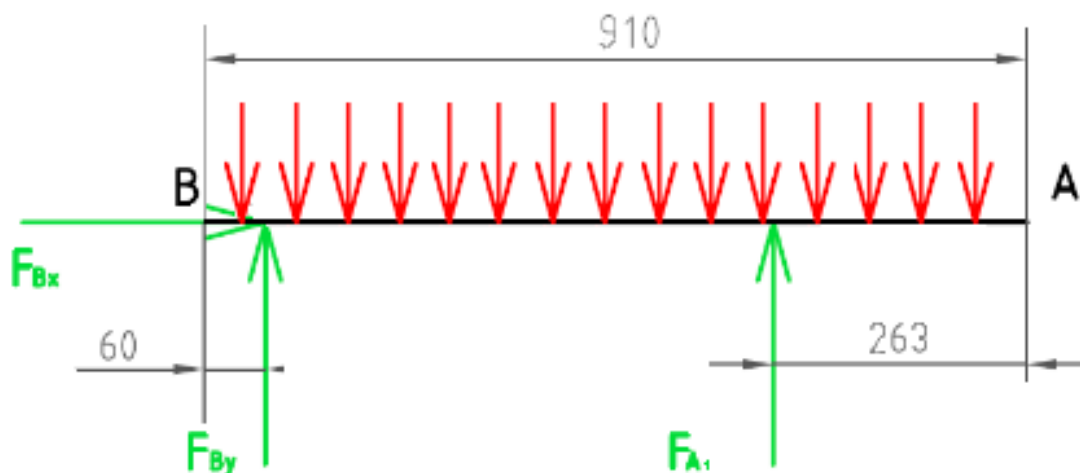
$$\Sigma M_B = 0, q_1 \cdot 60 \cdot 30 - q_1 \cdot 850 \cdot 425 + F_A \cdot 790 = 0 \quad (5.3)$$

$$F_A = \frac{q_1(850 \cdot 425 - 60 \cdot 30)}{790} = \frac{6,319(850 \cdot 425 - 60 \cdot 30)}{790} = 2875,15 \text{ N}$$

$$F_{By} = q_1 \cdot 910 - F_A = 6,319 \cdot 910 - 2875,15 = 2875,15 \text{ N}$$

5.2 VÝPOČET SIL VE VAZBÁCH STOLU V HORNÍ POLOZE

Dojde k přemístění podpory A, a tudíž i ke změně jednotlivých sil (viz obr. 15).



Obr. 15 – Uvolnění tělesa 4 v horní poloze

$$\Sigma F_x = 0, F_{Bx} = 0 \quad (5.4)$$

$$\Sigma F_y = 0, F_{By} + F_A - q_1 \cdot 910 = 0 \quad (5.5)$$

$$\Sigma M_B = 0, q_1 \cdot 60 \cdot 30 - q_1 \cdot 850 \cdot 425 + F_A \cdot 587 = 0 \quad (5.6)$$

$$F_A = \frac{q_1(850 \cdot 425 - 60 \cdot 30)}{587} = \frac{6,319(850 \cdot 425 - 60 \cdot 30)}{587} = 3869,45 \text{ N}$$

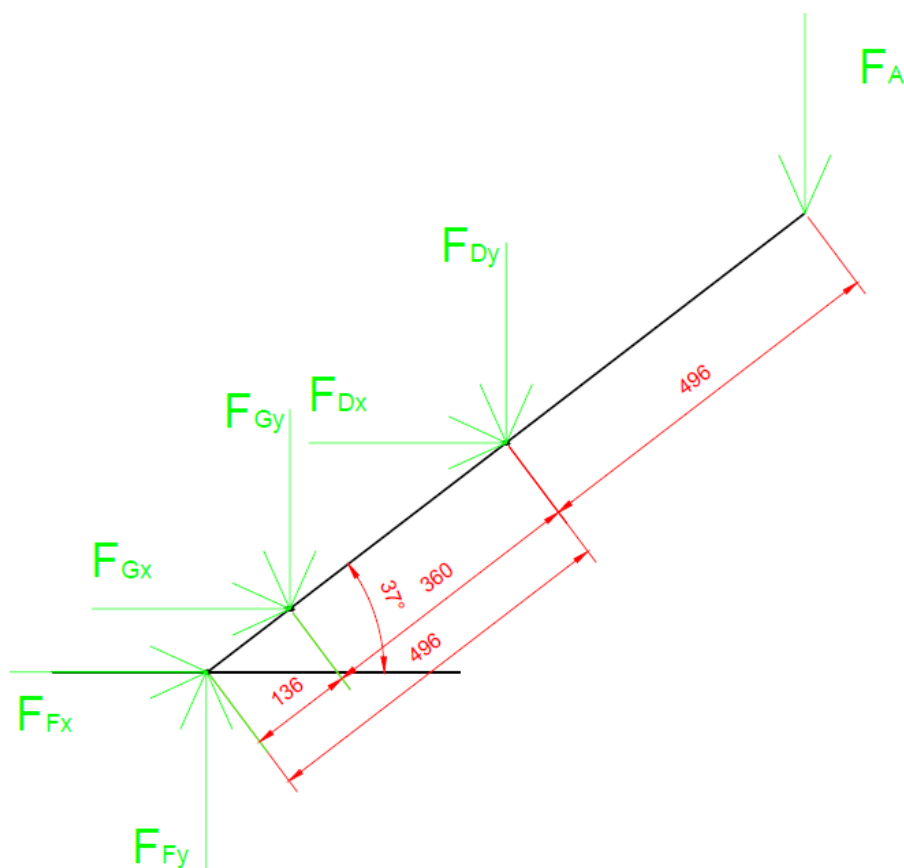
$$F_{By} = q_1 \cdot 910 - F_A = 6,319 \cdot 910 - 3869,45 = 1880,85 \text{ N}$$

5.3 VÝPOČTY SIL PRO DOLNÍ POLOHU

Každé těleso je jednotlivě uvolněno a poté určeny silové účinky (viz obr. 16-18).

Těleso 2

Vazby D, G a F jsou rotační vazby a vazba A je obecná podpora.



Obr. 16 – Uvolnění tělesa 2 v dolní poloze

$$\Sigma F_x = 0, F_{Dx} + F_{Gx} + F_{Fx} = 0 \quad (5.7)$$

$$\Sigma F_y = 0, F_{Fy} - F_A - F_{Dy} - F_{Gy} = 0 \quad (5.8)$$

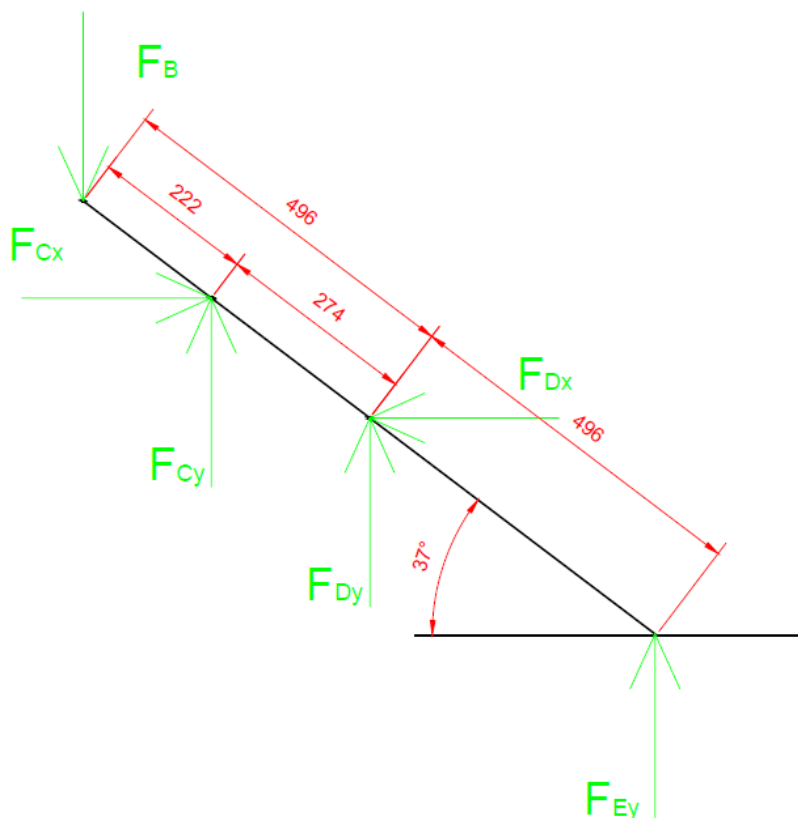
$$\Sigma M_D = 0, -F_A \cdot 496 \cdot \cos 37^\circ - F_{Gx} \cdot 360 \cdot \sin 37^\circ + F_{Gy} \cdot 360 \cdot \cos 37^\circ + F_{Fx} \cdot 496 \cdot \sin 37^\circ - F_{Fy} \cdot 496 \cdot \cos 37^\circ = 0 \quad (5.9)$$

$$F_{Fy} - F_{Dy} - F_{Gy} = 2875,15 \text{ N}$$

$$-F_{Gx} \cdot 360 \cdot \sin 37^\circ + F_{Gy} \cdot 360 \cdot \cos 37^\circ + F_{Fx} \cdot 496 \cdot \sin 37^\circ - F_{Fy} \cdot 496 \cdot \cos 37^\circ = 1138913,66 \text{ Nmm}$$

Těleso 3

Vazby B, C a D jsou rotační vazby a vazba E je obecná podpora. Vazba B je zatížena pouze ve směru osy y.



Obr. 17 – Uvolnění tělesa 3 v dolní poloze

$$\Sigma F_x = 0, F_{Cx} - F_{Dx} = 0 \quad (5.10)$$

$$\Sigma F_y = 0, F_{Cy} - F_B + F_{Dy} + F_{Ey} = 0 \quad (5.11)$$

$$\Sigma M_D = 0, \quad (5.12)$$

$$F_B \cdot 496 \cdot \cos 37^\circ - F_{Cx} \cdot 274 \cdot \sin 37^\circ - F_{Cy} \cdot 274 \cdot \cos 37^\circ +$$

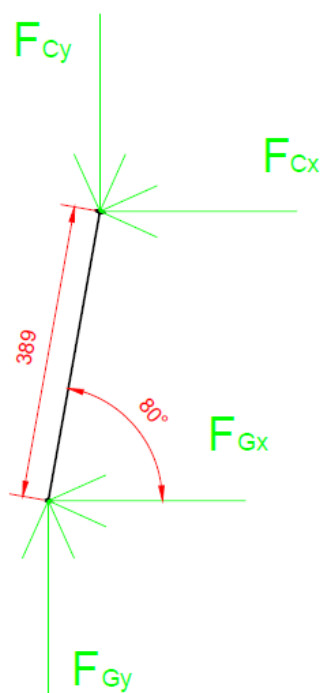
$$F_{Ey} \cdot 496 \cdot \cos 37^\circ = 0$$

$$F_{Cy} + F_{Dy} + F_{Ey} = 2875,15 \text{ N}$$

$$-F_{Cx} \cdot 274 \cdot \sin 37^\circ - F_{Cy} \cdot 274 \cdot \cos 37^\circ + F_{Ey} \cdot 496 \cdot \cos 37^\circ = -1138913,66 \text{ Nmm}$$

Těleso 5

Vazby C a G jsou rotační vazby.



Obr. 18 – Uvolnění tělesa 5 v dolní poloze

$$\Sigma F_x = 0, -F_{Cx} - F_{Gx} = 0 \quad (5.13)$$

$$\Sigma F_y = 0, -F_{Cy} + F_{Gy} = 0 \quad (5.14)$$

$$\Sigma M_G = 0, F_{Cx} \cdot 389 \cdot \sin 80^\circ - F_{Cy} \cdot 389 \cdot \cos 80^\circ = 0 \quad (5.15)$$

Je potřeba vyřešit 9 rovnic (5.7-5.15) o 9 neznámých pro zjištění sil v mechanismu. Výpočet byl proveden pomocí maticového výpočtu. Pro výpočet jednotlivých sil je využit zdroj [25].

Tab. 2 – Síly v dolní poloze stolu

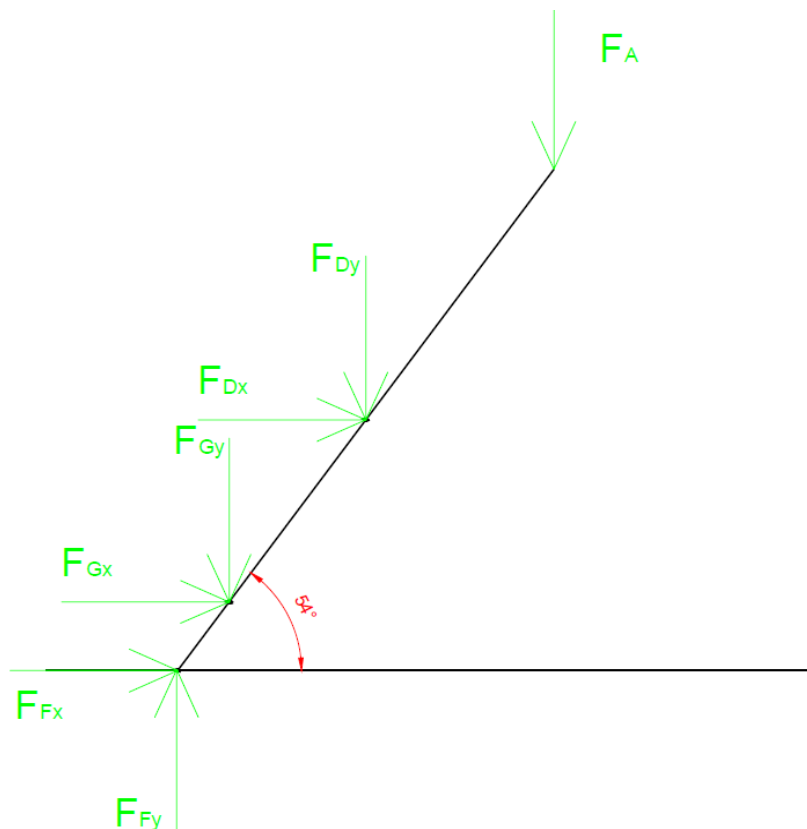
Síla	F_{Cx}	F_{Cy}	F_{Dx}	F_{Dy}	F_{Ey}	F_{Fx}	F_{Fy}	F_{Gx}	F_{Gy}
[N]	1417,8	7929,3	1417,8	-7149,2	2095	0	3655,3	-1417,8	7929,3

5.4 VÝPOČTY SIL PRO HORNÍ POLOHU

Pro výpočet je použit stejný postup jako v předchozí kapitole 5.3 (viz obr. 19-21).

Těleso 2

Po zdvihu dojde k přemístění vazby A blíže k centru zatížení a tím ke zvětšení síly působící na vazbu A.



Obr. 19 – Uvolnění tělesa 2 v horní poloze

$$\Sigma F_x = 0, F_{Dx} + F_{Gx} + F_{Fx} = 0 \quad (5.16)$$

$$\Sigma F_y = 0, F_{Fy} - F_A - F_{Dy} - F_{Gy} = 0 \quad (5.17)$$

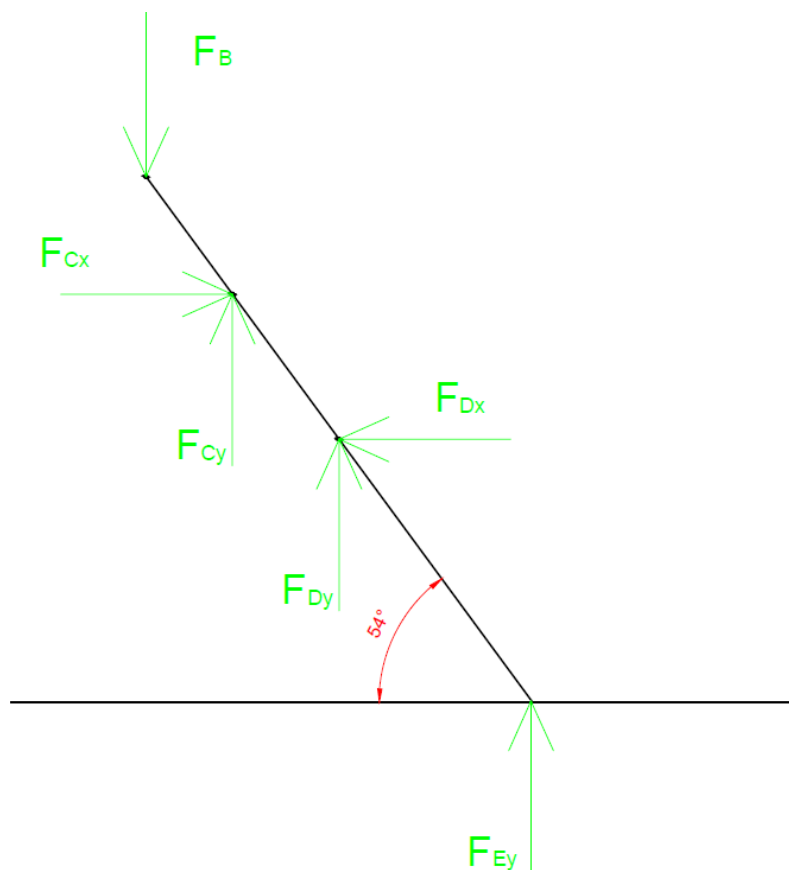
$$\Sigma M_D = 0, -F_A \cdot 496 \cdot \cos 54^\circ - F_{Gx} \cdot 360 \cdot \sin 54^\circ + F_{Gy} \cdot 360 \cdot \cos 54^\circ + F_{Fx} \cdot 496 \cdot \sin 54^\circ - F_{Fy} \cdot 496 \cdot \cos 54^\circ = 0 \quad (5.18)$$

$$F_{Fy} - F_{Dy} - F_{Gy} = 3869,45 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} -F_{Gx} \cdot 360 \cdot \sin 54^\circ + F_{Gy} \cdot 360 \cdot \cos 54^\circ + F_{Fx} \cdot 496 \cdot \sin 54^\circ - F_{Fy} \cdot 496 \cdot \cos 54^\circ \\ = 1128105,2 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Těleso 3

Přiblížením ramen se sníží síla působící na vazbu B.



Obr. 20 – Uvolnění tělesa 3 v horní poloze

$$\Sigma F_x = 0, F_{Cx} - F_{Dx} = 0 \quad (5.19)$$

$$\Sigma F_y = 0, F_{Cy} - F_B + F_{Dy} + F_{Ey} = 0 \quad (5.20)$$

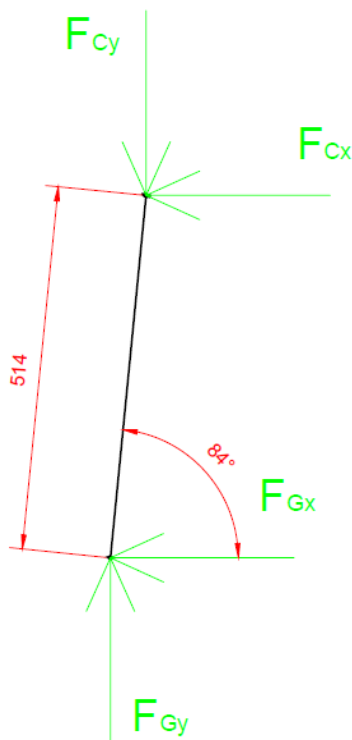
$$\Sigma M_D = 0, F_B \cdot 496 \cdot \cos 54^\circ - F_{Cx} \cdot 274 \cdot \sin 54^\circ - F_{Cy} \cdot 274 \cdot \cos 54^\circ + F_{Ey} \cdot 496 \cdot \cos 54^\circ = 0 \quad (5.21)$$

$$F_{Cy} + F_{Dy} + F_{Ey} = 1880,85 \text{ N}$$

$$-F_{Cx} \cdot 274 \cdot \sin 54^\circ - F_{Cy} \cdot 274 \cdot \cos 54^\circ + F_{Ey} \cdot 496 \cdot \cos 54^\circ = -548345,8 \text{ Nmm}$$

Těleso 5

Těleso 5 je nejvíce zatíženo v dolní poloze. Změna síly je způsobena změnou poloměru páky působící v rameni.



Obr. 21 – Uvolnění tělesa 5 v horní poloze

$$\Sigma F_x = 0, -F_{Cx} - F_{Gx} = 0 \quad (5.22)$$

$$\Sigma F_y = 0, -F_{Cy} + F_{Gy} = 0 \quad (5.23)$$

$$\Sigma M_G = 0, F_{Cx} \cdot 514 \cdot \sin 84^\circ - F_{Cy} \cdot 514 \cdot \cos 84^\circ = 0 \quad (5.24)$$

Výpočet sil v mechanismu je opět proveden pomocí maticového výpočtu.

Tab. 3 – Síly v horní poloze stolu

Síla	F_{Cx}	F_{Cy}	F_{Dx}	F_{Dy}	F_{Ey}	F_{Fx}	F_{Fy}	F_{Gx}	F_{Gy}
[N]	824,8	7860,6	824,8	-9070,1	3090,4	0	2659,9	-824,8	7860,6

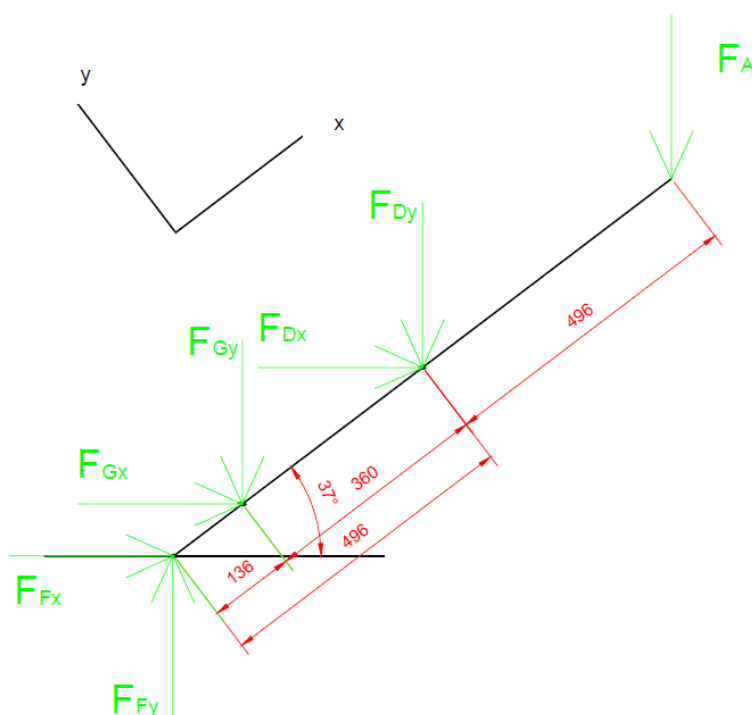
6 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

Pro zjištění VVÚ je třeba převést síly do souřadného systému, kde osa x je rovnoběžná s jednotlivými tělesy (viz obr. 22). Síly v novém souřadném indexu budiž označeny indexem 2. Je zde uveden výpočet pro 2. těleso.

6.1 ZMĚNA SOUŘADNÉHO SYSTÉMU

Těleso 2

Jednotlivé síly se rozloží na složky x a y v novém souřadném systému (viz. rce (6.1), (6.2)). Pokud na bod působí více sil je nutno jednotlivé složky sečíst.



Obr. 22 – Uvolnění tělesa 2 pro změnu souřadného systému

$$F_{Ax2} = F_A \cdot \sin 37^\circ = -2875,15 \cdot \sin 37^\circ = -1730,3 \quad (6.1)$$

$$F_{Ay2} = F_A \cdot \cos 37^\circ = -2875,15 \cdot \cos 37^\circ = -2296,2 \quad (6.2)$$

Stejný výpočet je proveden pro všechny další síly. Po zdvihu je změněn úhel na 54°.

Dolní poloha

Tab. 4 – Síly v dolní poloze stolu v 2. souřadném systému

Síla	F_{Dx2}	F_{Dy2}	F_{Gx2}	F_{Gy2}	F_{Fx2}	F_{Fy2}	F_{Ax2}	F_{Ay2}
[N]	3170,2	6562,8	-3639,7	-7185,8	2199,8	2919,2	-1730,3	-2296,2

Horní poloha*Tab. 5 – Síly v horní poloze stolu v 2. souřadném systému*

Síla	F_{Dx2}	F_{Dy2}	F_{Gx2}	F_{Gy2}	F_{Fx2}	F_{Fy2}	F_{Ax2}	F_{Ay2}
[N]	6853,1	5998,6	-5874,6	-5287,6	2151,9	1563,4	-3130,5	-2274,4

Těleso 3

Pro 3. těleso platí stejný princip.

Dolní poloha*Tab. 6 – Síly v dolní poloze stolu v 2. souřadném systému*

Síla	F_{Bx2}	F_{By2}	F_{Cx2}	F_{Cy2}	F_{Dx2}	F_{Dy2}	F_{Ex2}	F_{Ey2}
[N]	1730,3	-2296,2	-3639,7	7185,8	-3170,2	-6562,8	-1260,8	1673,1

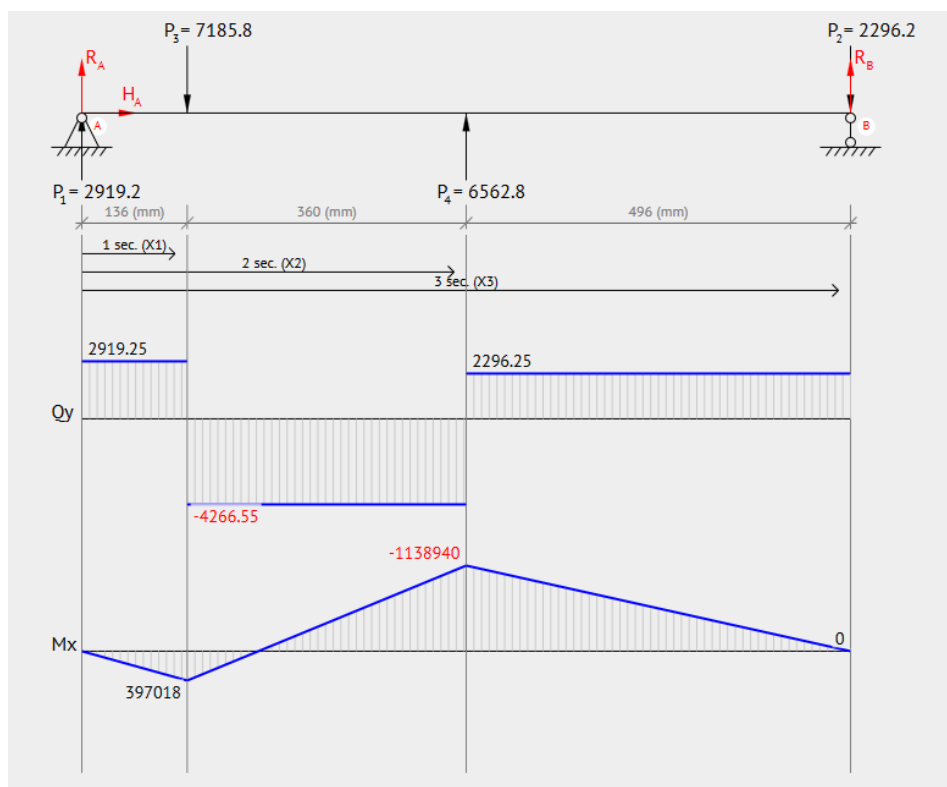
Horní poloha*Tab. 7 – Síly v horní poloze stolu v 2. souřadném systému*

Síla	F_{Bx2}	F_{By2}	F_{Cx2}	F_{Cy2}	F_{Dx2}	F_{Dy2}	F_{Ex2}	F_{Ey2}
[N]	1521,6	-1105,5	-5874,6	5287,6	-6853,1	-5998,6	-2500,2	1816,5

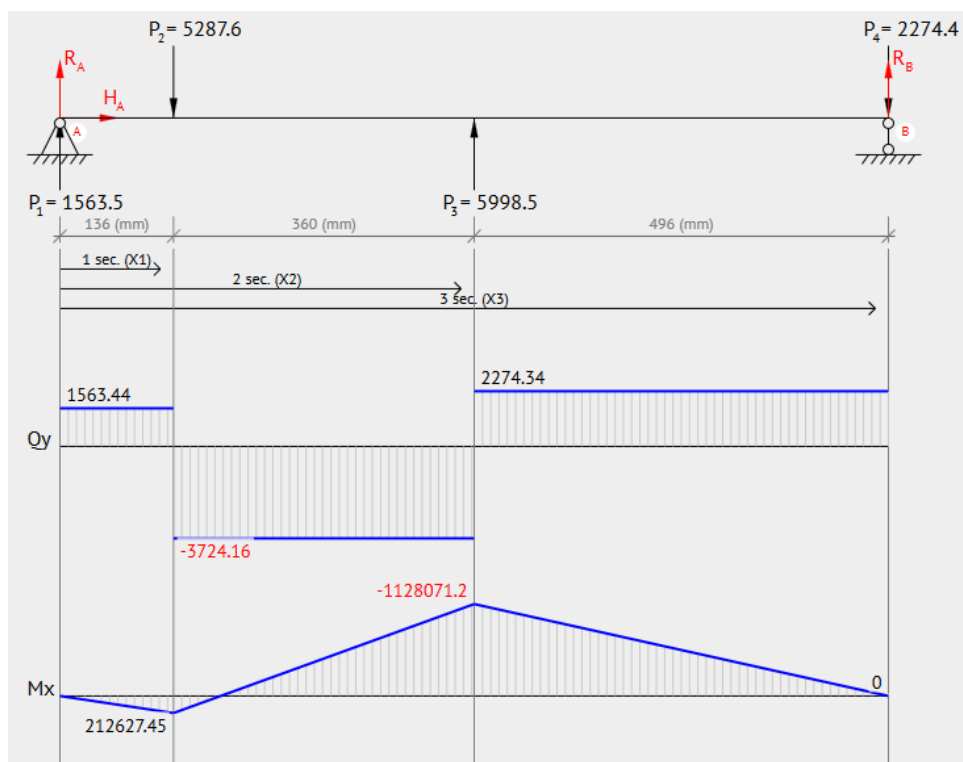
6.2 ZNÁZORNĚNÍ VVÚ

Zjištění průběhu VVÚ pro obě ramena bylo provedeno pomocí aplikace Beamguru [23]. Z průběhů lze zjistit, že nejvíce zatěžované místo je střed ramen, kde se kříží (viz obr. 23-26).

Těleso 2

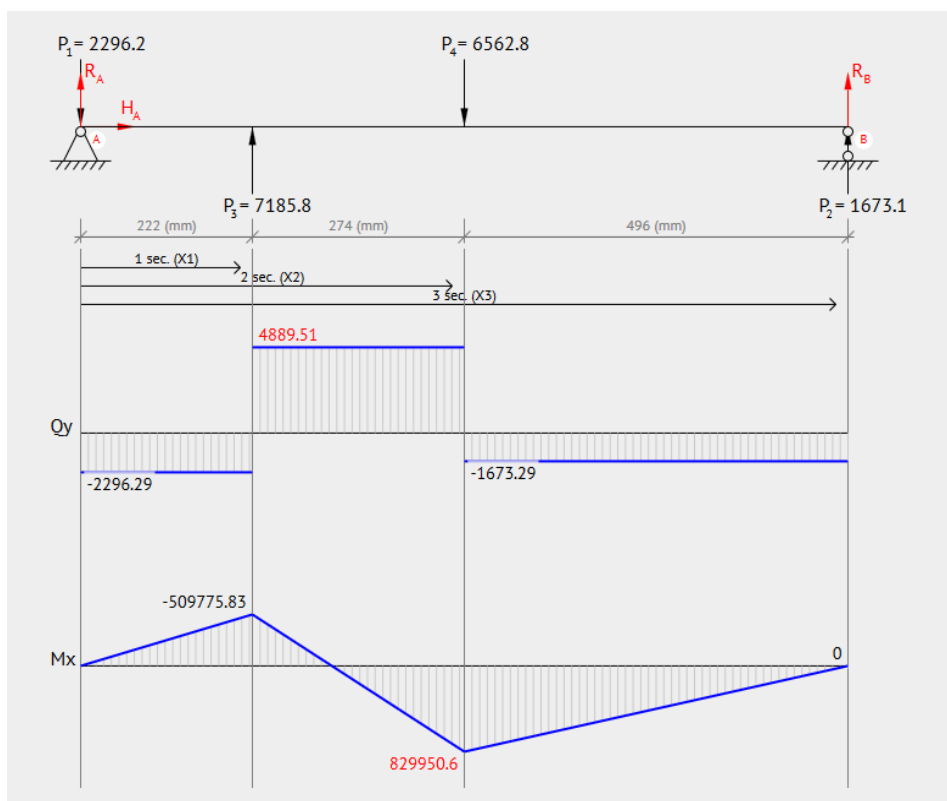


Obr. 23 – Znázornění VVÚ 2. tělesa v dolní poloze stolu [23]

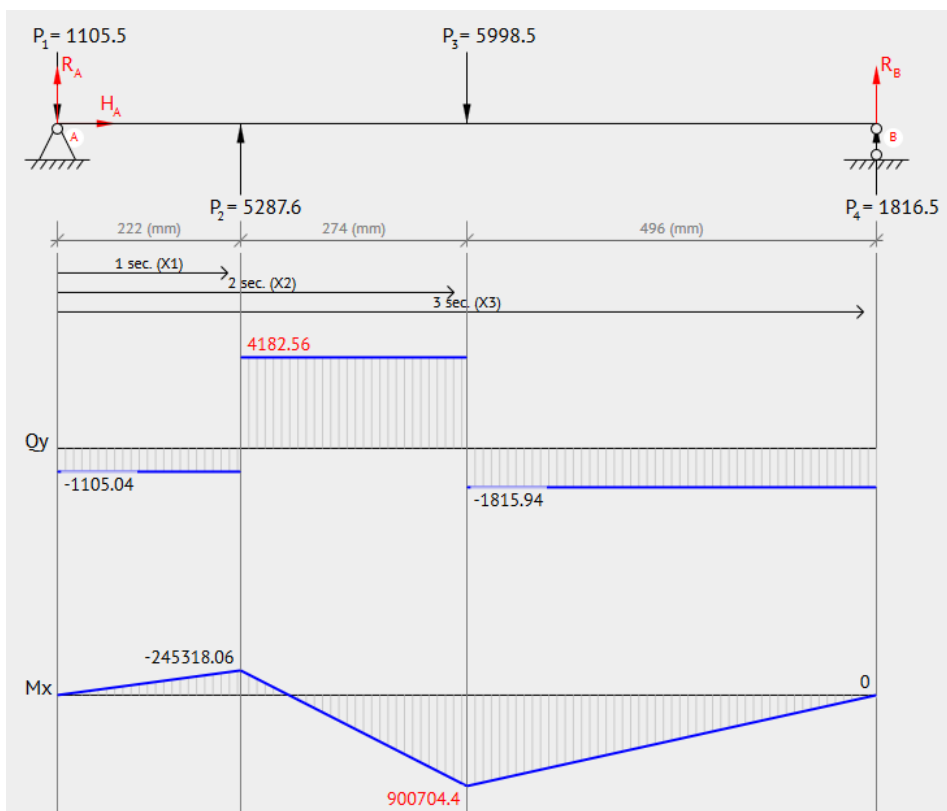


Obr. 24 – Znázornění VVÚ 2. tělesa v horní poloze stolu [23]

Těleso 3



Obr. 25 – Znázornění VVÚ 3. tělesa v dolní poloze stolu [23]



Obr. 26 – Znázornění VVÚ 3. tělesa v horní poloze stolu [23]

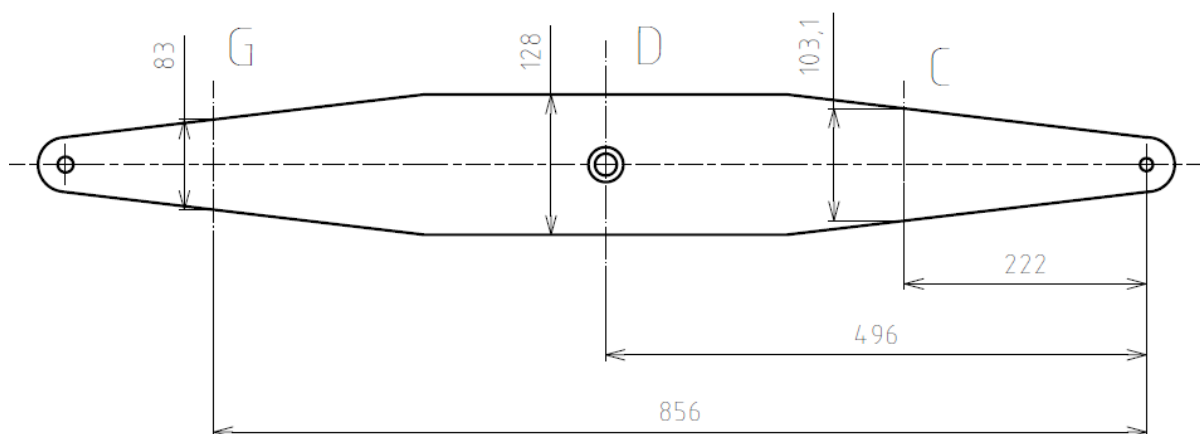
Po vypočtení a znázornění VVÚ lze nalézt nebezpečná místa s největším ohybovým momentem. Na těchto místech je třeba určit bezpečnost vůči ohybovému napětí. V tělese 2 působí největší ohybový moment v bodě D při dolní poloze – $M_{o2} = 1138,94 \text{ Nm}$. V tělese 3 působí největší ohybový moment v bodě D při horní poloze – $M_{o3} = 900,7 \text{ Nm}$.

7 PEVNOSTNÍ KONTROLA

7.1 KONTROLA OHYBU

Noha je tvořena plechem o tloušťce 10 mm. Materiál plechu je konstrukční ocel 11 503 (S355). Kvůli nekonstantnímu průřezu nelze přesně určit místo s kritickým ohybem, je třeba zkontrolovat body D a G v 2. tělese a bod C ve 3. tělese (viz obr. 27).

Pro výpočet ohybového napětí je třeba určit modul průřezu v ohybu W_o pro jednotlivé průřezy. Ohybové momenty jsou určeny v předchozí kapitole 6.2.



Obr. 27 – Těleso 2 a průřez v bodě D

Modul průřezu v ohybu

$$W_{oD} = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h_{D1}^2 - \frac{1}{6} \cdot b \cdot h_{D2}^2 \quad (7.1)$$

$$W_{oD} = \frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 128^2 - \frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 20^2 = 26640$$

$$W_{oD} = 26640 \text{ mm}^3 = 26,64 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$W_{oG} = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h_G^2 \quad (7.2)$$

$$W_{oG} = \frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 83^2 = 11481,66$$

$$W_{oG} = 11481,66 \text{ mm}^3 = 11,48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$W_{oC} = \frac{1}{6} \cdot b \cdot h_C^2 \quad (7.3)$$

$$W_{oC} = \frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 103,1^2 = 17716$$

$$W_{oC} = 17716 \text{ mm}^3 = 17,72 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Kde:

$b = 10 \text{ mm}$... šířka průřezu;

$h_i = [\text{mm}]$... výška průřezu (viz obr. 27).

Napětí v ohybu

Pro dovolené napětí byl zvolen bezpečnostní součinitel $k = 3$.

$$k_k = \frac{Re}{\sigma_{oN}} \quad (7.4)$$

$$k_k = \frac{355}{181,17} = 1,96$$

Kde:

$Re = 355 \text{ MPa}$... mez kluzu zvoleného materiálu;

$k = 3$... zvolený bezpečnostní součinitel.

$$\sigma_{oD} = \frac{M_{oD}}{W_{oD}} \quad (7.5)$$

$$\sigma_{oD} = \frac{1138,94}{26,64 \cdot 10^{-6}} = 42753003$$

$$\sigma_{oD} = 42753003 \text{ Pa} = 42,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oG} = \frac{M_{oG}}{W_{oG}} \quad (7.6)$$

$$\sigma_{oG} = \frac{397,02}{11,48 \cdot 10^{-6}} = 34583623$$

$$\sigma_{oG} = 34583623 \text{ Pa} = 34,58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oC} = \frac{M_{oC}}{W_{oC}} \quad (7.7)$$

$$\sigma_{oC} = \frac{509,78}{17,72 \cdot 10^{-6}} = 28768623$$

$$\sigma_{oC} = 28768623 \text{ Pa} = 28,77 \text{ MPa}$$

Kde:

$M_o = [\text{Nm}]$... ohybový moment (viz obr. 23-26);

$W_o = [\text{m}^3]$... modul průřezu v ohybu – (7.1-7.3)

$$\sigma_o < \sigma_{Dov}$$

Všechny průřezy splňují podmínku. Zvolený materiál má dostatečnou bezpečnost.

7.2 KONTROLA ČEPŮ

Čepy jsou vyrobeny z oceli třídy 11 600. Mez kluzu $Re_k = 335 \text{ MPa}$.

Charakteristiky materiálu statického namáhání [7]

$$\sigma_{Dovč} = 140 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Dovč} = 90 \text{ MPa}$$

$$p_{Dovč} = 90 \text{ MPa}$$

Dle zdroje [5] se při dynamickém namáhání hodnoty dovoleného namáhání o třetinu zmenší.
=>

$$\sigma_{Dovč} = 96,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Dovč} = 60 \text{ MPa}$$

$$p_{Dovč} = 60 \text{ MPa}$$

7.2.1 Středový čep D

V čepu D působí největší síla v horní poloze. Pro zmírnění otláčení je na otvor navařen plechový kroužek o vnějším průměru 30 mm. Průměr čepu je zvolen $d_c = 20 \text{ mm}$ (viz obr. 28).

Střih

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} \quad (7.8)$$

$$F_D = \sqrt{6853,1^2 + 5998,6^2} = 9107,5$$

$$F_D = 9107,5 \text{ N}$$

$$\tau_{SD} = \frac{F_D}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} \quad (7.9)$$

$$\tau_{SD} = \frac{9107,5}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 28,99$$

$$\tau_{SD} = 28,99 \text{ MPa}$$

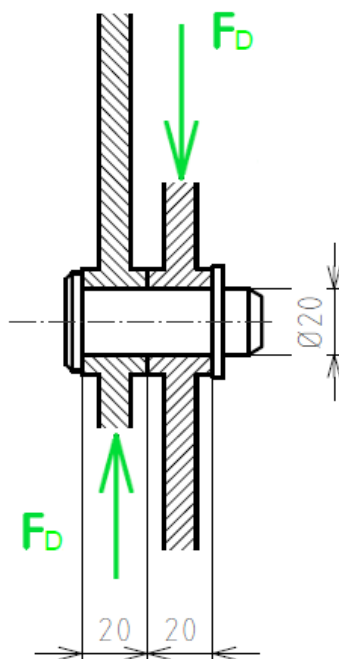
$$\tau_{SD} < \tau_{Dovč}$$

Kde:

$F_D = 9107,5 \text{ N}$... síla ve vazbě D (tab. 7);

$d_c = 20 \text{ mm}$... průměr čepu D.

Vyhovuje, namáhání na smyk splňuje podmínku.



Obr. 28 – Zatížení čepu ve vazbě D

Otlačení

Tlak v plochách

$$p_D = \frac{F_D}{b \cdot d_{\check{c}}} \quad (7.10)$$

$$p_D = \frac{9107,5}{20 \cdot 20} = 22,77$$

$$p_D = 22,77 \text{ MPa}$$

Kde:

$b = 20 \text{ mm}$... tloušťka propojení (viz obr. 28).

$$p_D \leq p_{Dov\check{c}}$$

Vyhovuje, splňuje podmínku otlačení.

7.2.2 Čep F

Na čep F působí větší síla v dolní poloze stolu (viz obr. 29).

Střih

$$F_F = \sqrt{F_{Fx}^2 + F_{Fy}^2} \quad (7.11)$$

$$F_F = \sqrt{2199,8^2 + 2919,2^2} = 3655,25$$

$$F_F = 3655,25 \text{ N}$$

$$\tau_{SF} = \frac{F_F}{\frac{2 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}F}^2}{4}} \quad (7.12)$$

$$\tau_{SF} = \frac{3655,25}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 12^2}{4}} = 16,16$$

$$\tau_{SF} = 16,16 \text{ MPa}$$

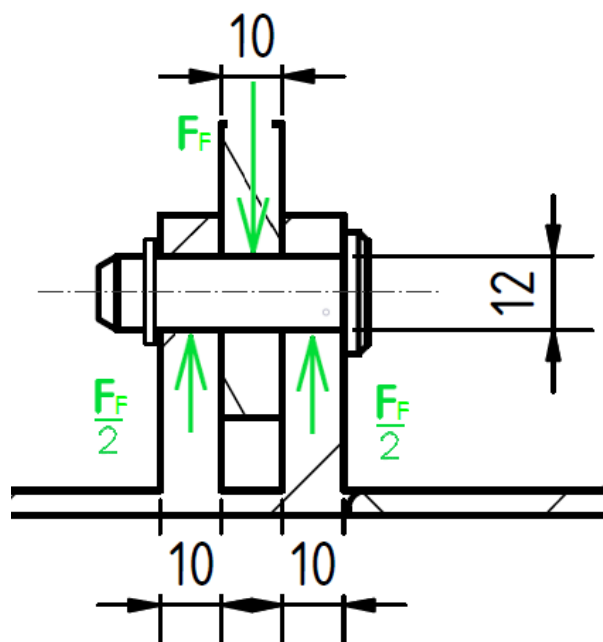
$$\tau_{SF} < \tau_{Dov\check{c}}$$

Kde:

$F_F = 3655,25 \text{ N}$... zatížení čepu F (viz tab. 4);

$d_{\check{c}F} = 12 \text{ mm}$... průměr čepu F.

Vyhovuje



Obr. 29 – Zatížení čepu ve vazbě F

Otlačení

Tlak v plochách

$$p_1 = \frac{F_F}{b \cdot d_{\check{c}F}} \quad (7.13)$$

$$p_1 = \frac{3655,25}{10 \cdot 12} = 30,46 \text{ MPa}$$

$$p_2 = \frac{F_F}{2 \cdot u \cdot d_{cF}} \quad (7.14)$$

$$p_2 = \frac{3655,25}{2 \cdot 10 \cdot 12} = 15,23 \text{ MPa}$$

$$p_{1,2} \leq p_{Dovč}$$

Kde:

u = 10 mm ... šířka držáku ramene.

Vyhovuje

8 HYDRAULIKA

Hydraulika působí největší silou ve spodní poloze. Jelikož je zvolen pouze jeden válec umístěn uprostřed na nosníku, je síla F_C dvojnásobná.

Stanovení průměru pístu

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} \quad (8.1)$$

$$F_C = \sqrt{3639,7^2 + 7185,8^2} = 8055$$

$$F_C = 8055 \text{ N}$$

$$p_H = \frac{2 \cdot F_C}{S} = \frac{2 \cdot F_C}{\frac{\pi \cdot d_H^2}{4}} \Rightarrow d_H = \sqrt{\frac{8 \cdot F_C}{p_H \cdot \pi}} \quad (8.2)$$

$$d_H = \sqrt{\frac{8 \cdot 8055}{20 \cdot \pi}} = 32,02$$

$$d_H = 32 \text{ mm}$$

Kde:

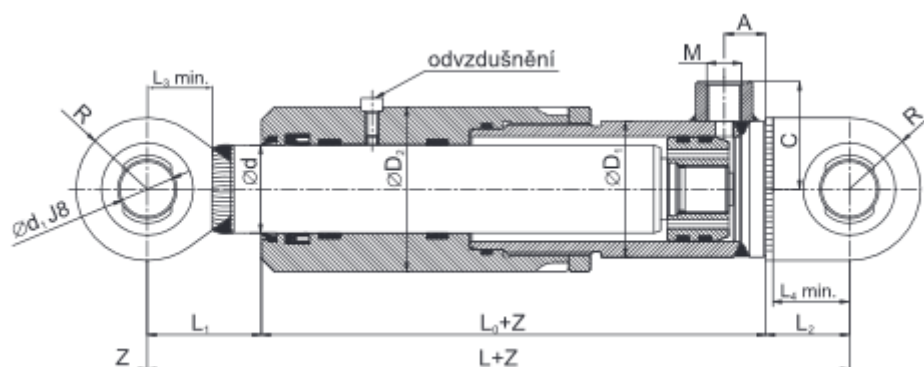
$F_C = 8055 \text{ N}$... poloviční zatížení čepu C (viz tab. 6);

$p_H = 20 \text{ MPa}$... pracovní tlak hydraulického válce [13];

$S = [\text{mm}^2]$... plocha pístu;

$d_H = [\text{mm}]$... průměr pístu.

Je zvolen jednočinný přímočarý hydromotor vyráběn firmou HYDRAULICS s.r.o. o průměru pístu $d_H = 32 \text{ mm}$, série ZH-PL1-32x375 (viz obr. 30). Tento hydromotor pracuje s jmenovitým tlakem 20 MPa [13].



Obr. 30 – Hydraulický válec [13]

Tab. 8 – Parametry válce [13]

Ød	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃ ±1	L ₄ ±1	ØD ₁	ØD ₂	Ød ₁	E	K	R	M	A	C	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ød	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
28	170	90	45	35	32	31	42	52	20	16	14	27,5	12x1,5	19	39	630	2,50 + Z x 0,01000
32	170	90	45	35	32	31	50	65	20	16	14	27,5	12x1,5	19	43	740	3,10 + Z x 0,01200
36	170	90	45	35	32	31	50	65	20	16	14	27,5	16x1,5	19	43	840	3,20 + Z x 0,01400

Technické podmínky hydromotoru: [13]

pracovní kapalina	- hydraulický minerální olej;
požadovaná filtrace	- min. 40 µm, doporučená 25 µm;
teplotní rozsah	- kapalina -20°C až + 80°C, okolí -20°C až + 70°C;
klimatická odolnost	- mírné klima WT;
maximální tlak	- 25 MPa;
zkušební tlak	- 32 MPa;
pracovní rychlost	- max. 0,5 m/s.

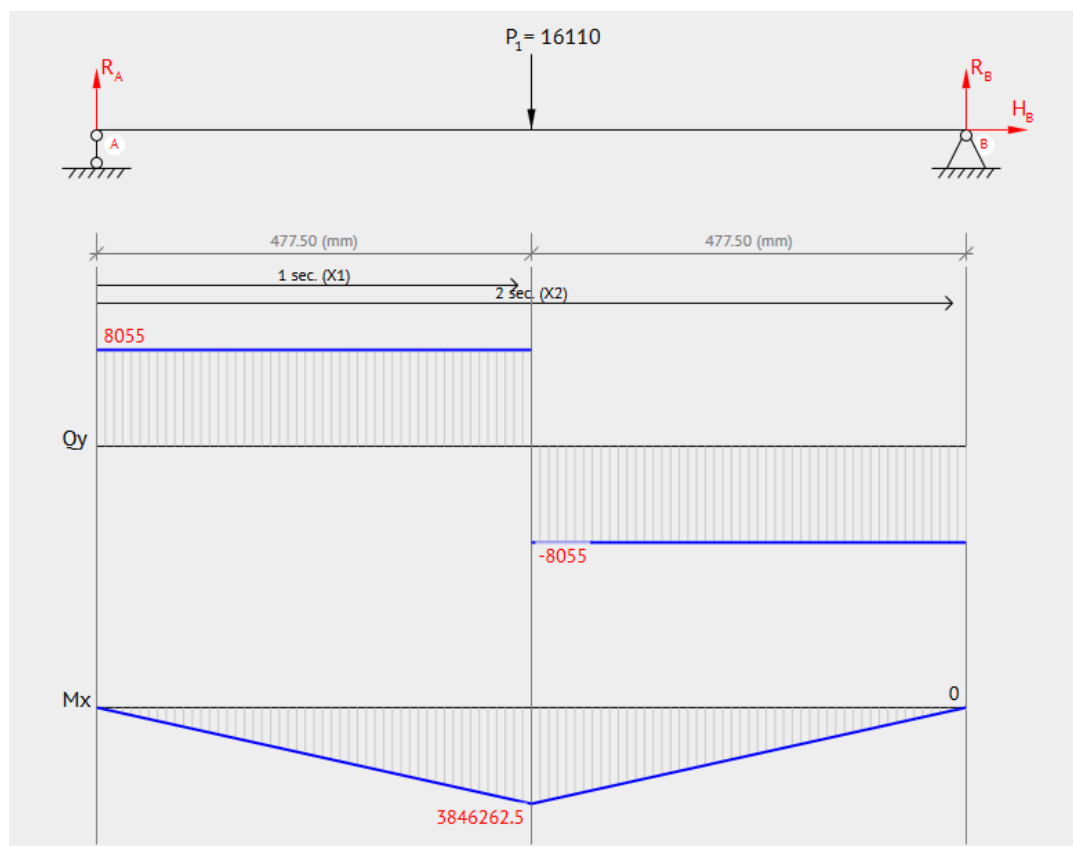
8.1 KONTROLA NOSNÍKU

Nosník je třeba zkontrolovat na ohyb a na krut (viz obr. 31). V horní poloze zdvihu dojde k vyosení válce a nosníku o 16° a výsledný krutový moment je roven 305 Nm. Na daném průřezu je hodnota smykového napětí rovna 12 MPa. Toto napětí lze zanedbat a nadále se ve výpočtech neuvažuje.

Modul průřezu v ohybu

Nosník je tvořen čtyřhrannou obdélníkovou trubkou profilu 80x40x5. Hodnota modulu průřezu v ohybu W_{oN} zjištěna pomocí zdroje [14]. $W_{oN} = 21,23 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

VVÚ



Obr. 31 – VVÚ nosníku [23]

Napětí v ohybu

$$\sigma_{oN} = \frac{M_{oN}}{W_{oN}} \quad (8.3)$$

$$\sigma_{oN} = \frac{3846,3}{21,23 \cdot 10^{-6}} = 181172868$$

$$\sigma_{oN} = 181172868 \text{ Pa} = 181,17 \text{ MPa}$$

$$k_k = \frac{Re}{\sigma_{oN}} \quad (8.4)$$

$$k_k = \frac{355}{181,17} = 1,96$$

Kde:

$M_{oN} = 3846,3 \text{ Nm}$... ohybový moment (viz obr. 31);

$W_{oN} = 21,23 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3$... modul průřezu v ohybu [14];

$Re = 355 \text{ MPa}$... mez kluzu.

Bezpečnost je dostatečná.

8.2 ZDVIH

$$z = l_{5h} - l_{5d} \quad (8.5)$$

$$z = 375 - 245 = 130$$

$$z = 130 \text{ mm}$$

Kde:

$l_{5d} = 245 \text{ mm}$... délka válce ve spodní poloze;

$l_{5h} = 375 \text{ mm}$... délka válce v horní poloze.

Rychlost zdvihu

Doba zdvihu $t = 1,5 \text{ s}$ je zvolena dle normy ČSN EN 1570-1+A1, aby rychlost zdvihu nepřesáhla $0,15 \text{ m/s}$.

$$v_z = \frac{z}{t} \quad (8.6)$$

$$v_z = \frac{0,130}{1,5} = 0,0867$$

$$v_z = 0,0867 \text{ m/s}$$

Kde:

$t = 1,5 \text{ s}$... doba zdvihu;

$z = 0,130 \text{ m}$... délka posuvu válce – (8.5).

Objem hydrauliky

$$V = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot z \quad (8.7)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 32^2}{4} \cdot 130 = 104552,2$$

$$V = 104552,2 \text{ mm}^3 = 0,105 \text{ l}$$

kde:

$d_H = 32 \text{ mm}$... průměr válce (viz tab. 8).

Průtok

$$Q = \frac{V}{t} \quad (8.8)$$

$$Q = \frac{0,105}{1,5} = 0,07$$

$$Q = 0,07 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 4,2 \text{ l/min}$$

kde:

$V = 0,105 \text{ l} \dots$ objem hydrauliky – (8.7).

Dle těchto parametrů je možné zvolit vhodný hydraulický agregát.

ZÁVĚR

První část práce se zabývá zvedacími stoly, jejich rozdělením dle mechanismu a pohonu zdvihu. Dále je zde rozepsáno použití válečkového zvedacího stolu.

Poté je přistoupeno k samotnému řešení konstrukce mechanismu podle zadaných parametrů. Pro válečkovou trať jsou zvoleny válečky od firmy Interroll určeny pro větší zatížení. Podle zvolené rychlosti přepravované palety je vypočítán potřebný výkon a vybrán vhodný převodový motor. Pomocí kontroly rozběhu motoru se potvrdily dostatečné parametry motoru.

Pro konstrukci je zvolen jednonůžkový mechanismus zvedaný pomocí hydromotoru. Mechanismus je převeden na prutovou sestavu a řešen jako rovinná úloha. Je proveden statický výpočet pro horní i dolní polohu stolu. Pomocí zjištěných sil jsou zjištěny výsledné vnitřní účinky v jednotlivých ramenech. Pomocí VVÚ jsou ramena zkontrolována na ohyb a jednotlivé čepy na stříh a otláčení.

Jako pohon je navržen jednočinný přímočarý hydromotor, který je napojen na hydraulický obvod se zjištěnými parametry. Hydromotor je uchycen pomocí čepů k nosníkům mezi rameny. Dle zatížení je vypočítán průměr čepů a následně je zkontrolován nosník na ohyb. Hydraulický válec zajišťuje zdvih 200 mm mezi úrovněmi dopravní linky.

Rozměry stolu jsou voleny podle rozměrů přepravované EUR palety a dle rozestupu řetězů, které přivázejí paletu na stůl. V práci je předpokládáno, že řetěz má šířku menší než 100 mm a pokračování válečkové dráhy navazuje ve stejné vzdálenosti jako je osová rozteč válečků.

K práci je vytvořen 3D model stroje v programu Autodesk Inventor Professional. V příloze jsou přiloženy výkresy sestavy, podsestavy a dílenské výkresy.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012, 356 s. : il. ISBN 978-80-553-1187-6.
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů. 2. svazek. 5. přeprac. vyd.* Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. : il. ISBN 80-03-00426-8.
- [3] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Robert KOVÁŘÍK. *Základy konstruování*. 2. vyd. Brno: PC DIR, 1997, 186 s. ISBN 80-214-0940-1.
- [4] POKORNÝ, Přemysl, Ing.. *Dopravní a manipulační zařízení: řešené příklady*.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [6] KRÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů I. Části strojů*. Praha: SNTL, 1977, 323 s. : ; il.
- [7] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. : il. ISBN 80-7183-164-6.
- [8] INTEROLL. *Conveyor Rollers Catalog* [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.interoll.cz/fileadmin/user_upload/Downloads__PDF_/Rollers/Catalog_2018/Conveyor_Roller_Catalog_EN.pdf
- [9] MORAVIAN CHAINS spol. s r.o. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-jednorade-evropska-rada-b/>
- [10] STRAND spol. s r. o. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://strand.cz/dokumenty/valeckove-trate/>
- [11] SCIENCING. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://sciencing.com/definition-hydraulic-lift-5610904.html>
- [12] SEW-EURODRIVE *Čelní převodové motory*. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ
- [13] HYDRAULICS S.R.O. *Přímočaré hydromotory*. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf
- [14] E-konstrukter. *Hodnoty modulu průřezu v ohybu*. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/14-kvadraticky-moment-a-moment-prurezu-v-ohybu/104-kvadraticky-moment-prurezu-jaklu>
- [15] BLICKLE a.s. *Model pojezdného kolečka*. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/v%C3%BDrobek/GSPO-65-15K-754379>

- [16] PRESTO LIFTS Inc. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://prestolifts.com/products/scissor-lift-tables/pneumatic-lifts/item/as-series-standard-duty-scissor-lifts>
- [17] TECHLAN CHUDOBA s.r.o. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/mobilni-zdvihaci-pracovni-stul-typ-hw>
- [18] EDMOLIFT AB [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.edmolift.com/en/Products/lift-tables-vertical-double-o-triple-scissors>
- [19] LAWECO [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/laweco/product-13903-58419.html>
- [20] EDMOLIFT AB [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.edmolift.com/en/about-edmolift/what-is-a-lift-table>
- [21] HOME DEPOT [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.homedepot.com/p/Vestil-3-000-lb-30-in-x-60-in-Electric-Hydraulic-Scissor-Lift-Table-EHLT-3060-3-43/205726845>
- [22] AJ Produkty [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.ajprodukty.cz/sklady-dilny-a-prumysl/transport-a-manipulace/zvedaci-stoly/zvedaci-stul/463590-26093098.wf>
- [23] BEAMGURU. *Zjištění VVÚ*. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://beamguru.com/online/beam-calculator/>
- [24] _CONVERTER. *Součinitel valivého tření*. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [25] MATRICCALC. *Výpočet matic*. [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://matrixcalc.org/cs/slu.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Význam
a	[mm]	Osová vzdálenost válečků
a _{op}	[mm]	Opravená osová vzdálenost válečků
b	[mm]	Šířka průřezu
D	[mm]	Průměr válečku
D _a	[mm]	Roztečná kružnice ozub. kola válečku
d _č	[mm]	Průměr čepu D
d _{čF}	[mm]	Průměr čepu F
d _H	[mm]	Průměr pístu
E	[mm]	Šířka oka válce
EL	[mm]	Instalační délka válečku
e	[m]	Součinitel valivého tření
F _A	[N]	Síla v bodu A
F _B	[N]	Síla v bodu B
F _{Bmin}	[N]	Síla v řetězu do přerušení
F _{Bx}	[N]	Složka x síly B
F _{By}	[N]	Složka y síly B
F _C	[N]	Síla v bodu C
F _{Cx}	[N]	Složka x síly C
F _{Cy}	[N]	Složka y síly C
F _D	[N]	Síla v bodu D
F _{Dx}	[N]	Složka x síly D
F _{Dy}	[N]	Složka y síly D
F _E	[N]	Síla v bodu E
F _{Ex}	[N]	Složka x síly E
F _{Ey}	[N]	Složka y síly E
F _F	[N]	Síla v bodu F
F _{Fx}	[N]	Složka x síly F
F _{Fy}	[N]	Složka y síly F
F _G	[N]	Síla v bodu G
F _{Gx}	[N]	Složka x síly G
F _{Gy}	[N]	Složka y síly G
F _{Gz}	[N]	Síla působící na zvedací mechanismus
F _N	[N]	Normálová síla
F _S	[N]	Smyková třecí síla
F _T	[N]	Odporová síla
F _r	[N]	Síla v řetězu
F _x	[N]	Obecná síla v ose x
F _y	[N]	Obecná síla v ose y
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
h _C	[mm]	Výška průřezu C
h _{D1}	[mm]	Výška průřezu D
h _{D2}	[mm]	Průměr díry
h _G	[mm]	Výška průřezu G
i	[-]	Převodový poměr
J	[kg·m ²]	Setrvačný moment
k	[-]	Zvolená bezpečnost

k_l	[-]	Počet poháněných válečků
k_k	[-]	Bezpečnost nosníku
k_p	[-]	Počet poháněných válečků pod paletou
k_r	[-]	Bezpečnost řetězu
L	[mm]	Užitná délka válečku
l_l	[mm]	Délka řetězové smyčky
l_{5d}	[mm]	Délka válce ve spodní poloze
l_{5h}	[mm]	Délka válce v horní poloze
M_B	[Nmm]	Ohybový moment k bodu B
M_D	[Nmm]	Ohybový moment k bodu D
M_G	[Nmm]	Ohybový moment k bodu G
M_k	[Nm]	Moment na hřídeli motoru
M_k	[Nm]	Krouticí moment
M_m	[Nm]	Výstupní krouticí moment
M_n	[Nm]	Jmenovitý moment
M_o	[Nm]	Moment od stálých odporů
M_{o2}	[Nm]	Ohybový moment
M_{o3}	[Nm]	Ohybový moment
M_{oC}	[Nm]	Ohybový moment v bodě C
M_{oD}	[Nm]	Ohybový moment v bodě D
M_{oN}	[Nm]	Ohybový moment nosníku
M_{oG}	[Nm]	Ohybový moment v bodě G
M_{roz}	[Nm]	Rozběhový moment
M_t	[Nm]	Třecí moment
M_z	[Nm]	Záběrný moment
M_{zp}	[Nm]	Moment zrychlujících sil PP
M_{zr}	[Nm]	Moment zrychlujících sil RP
m	[kg]	Hmotnost přepravovaného tělesa
m_m	[kg]	Hmotnost materiálu
m_{mot}	[kg]	Hmotnost motoru
m_{max}	[kg]	Nosnost válečku
m_p	[kg]	Hmotnost palety
m_v	[kg]	Hmotnost válečku
N	[-]	Počet zubů kola
n	[-]	Počet válečků
n_m	$[\text{min}^{-1}]$	Otáčky motoru
n_p	$[\text{min}^{-1}]$	Výstupní otáčky převodovky
n_v	$[\text{s}^{-1}]$	Počet otáček válečku
P_m	[W]	Výkon motoru
P_{teo}	[W]	Teoretický výkon
P_{real}	[W]	Skutečný výkon
p	[mm]	Rozteč článků řetězu
$p_1(2)$	[MPa]	Tlak ve stykových plochách
p_D	[MPa]	Tlak ve stykových plochách D
$p_{Dovč}$	[MPa]	Dovolené otláčení
p_H	[MPa]	Pracovní tlak hydraulického válce
q	[kg]	Zatížení na 1 válečku
q_1	[N/mm]	Liniové zatížení
R	[m]	Poloměr válečku

R_e	[MPa]	Mez kluzu
$R_{e\check{c}}$	[MPa]	Mez kluzu čepů
S	[mm ²]	Plocha pístu
t	[s]	Doba zdvihu
t_s	[s]	Doba rozběhu
u	[mm]	Šířka držáku nohy
V	[mm ³]	Objem válce
v_p	[m/s]	Rychlost posouvané palety
v_o	[m/s]	Obvodová rychlost
v_z	[m/s]	Rychlost zdvihu
W_{oC}	[mm ²]	Modul průřezu C
W_{oD}	[mm ²]	Modul průřezu D
W_{oG}	[mm ²]	Modul průřezu G
W_{oN}	[mm ²]	Modul průřezu nosníku
x	[-]	Počet článků řetězu
z	[mm]	Prodloužení válce
β	[°]	Náklon trati
ε	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení
η	[-]	Účinnost řetězového převodu
μ	[-]	Součinitel smykového tření
σ_{Dov}	[MPa]	Dovolené ohybové napětí
$\sigma_{Dov\check{c}}$	[MPa]	Dovolené ohybové napětí čepů
σ_{oC}	[MPa]	Ohybové napětí C
σ_{oD}	[MPa]	Ohybové napětí D
σ_{oG}	[MPa]	Ohybové napětí G
σ_{oN}	[MPa]	Ohybové napětí nosníku
$\tau_{Dov\check{c}}$	[MPa]	Dovolené smykové napětí čepů
τ_{SD}	[MPa]	Smykové napětí D
τ_{SF}	[MPa]	Smykové napětí F
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost válečku
ω_m	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost motoru

SEZNAM PŘÍLOH

Zdvižný válečkový stůl
Zdvižný válečkový stůl (kusovník)
Sestava nůžek
Sestava nůžek (kusovník)
Nosník
Rameno

BP19-A1-1
BP19-A4-1-K
BP19-A2-2
BP19-A4-2-K
BP19-A4-3
BP19-A3-4